



TUGAS AKHIR - TM 141585

**PENGARUH VARIASI DURASI CAMSHAFT
TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG
MESIN SINJAI 650 CC *FUEL INJECTION***

**ALIEF MACHMUD
NRP 2113 105 030**

**Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015**



FINAL PROJECT - TM 141585

EFFECT OF VARIATION CAMSHAFT DURATION OF PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSIONS SINJAI ENGINE 650 CC FUEL INJECTION

**ALIEF MACHMUD
NRP 2113 105 030**

**Academic Supervisor
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015**

**PENGARUH VARIASI DURASI CAMSHAFT TERHADAP
UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG MESIN SINJAI
650 CC FUEL INJECTION**

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program S1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

ALIEF MACHMUD
NRP. 2113105030

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT. (Pembimbing)
NIP. 197301161997021001
2. Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc. (Penguji I)
NIP. 196604021989031002
3. Vivien Suphandani, ST., M.Eng. Ph.D. (Penguji II)
NIP. 198105292003122001
4. Aida Annisa Amin Daman, ST., MT. (Penguji III)
NIP. 2100201405002

SURABAYA
Juli 2015

PENGARUH VARIASI DURASI CAMSHAFT TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG MESIN SINJAI 650 CC FUEL INJECTION

Nama Mahasiswa : **Alief Machmud**
NRP : **2113105030**
Jurusan : **Teknik Mesin FTI – ITS**
Dosen Pembimbing : **Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**

Abstrak

Salah satu langkah untuk meningkatkan performa mesin dan mengurangi emisi gas buang adalah dengan memperbaiki kualitas pembakaran bahan bakar didalam ruang bakar. Pada mesin bensin terdapat camshaft yang bekerja sebagai pengatur buka tutup katup masuk dan katup buang. Dimana pada katup masuk akan mengalir campuran udara dan bahan bakar dari saluran port menuju ruang bakar. Sedangkan pada katup buang akan dilalui oleh gas sisa hasil pembakaran dari ruang bakar menuju pipa gas buang. Dengan melakukan variasi durasi camshaft diharapkan mampu meningkatkan efisiensi volumetris udara yang masuk kedalam silinder sehingga dapat meningkatkan pembakaran didalam ruang bakar yang berakhir pada peningkatan unjuk kerja yang dihasilkan oleh engine.

Penelitian ini difokuskan pada mesin SINJAI 2 silinder 650 cc sistem pemasukan bahan bakar injeksi dengan variasi pada durasi camshaft baik pada cam saluran masuk maupun cam saluran buang. Penambahan dan pengurangan nilai durasi dilakukan secara simetris pada tiap cam, yaitu dengan 7 macam variasi durasi masing-masing 5° sehingga total durasi menjadi 218°, 228°, 238°, 248° (standar), 258°, 268° dan 278°. Sebelum melakukan eksperimental, terlebih dahulu dilakukan simulasi dengan tujuan untuk mengetahui hasil unjuk kerja yang terbaik. Simulasi dilakukan pada engine SINJAI 650 cc DOHC direct injection dan SOHC port injection. Dan kemudian hasil unjuk kerja terbaik tersebut akan diaplikasikan pada engine SOHC port injection.

Setelah itu dilakukan pengujian eksperimental untuk membandingkan hasil unjuk kerja camshaft standar dengan camshaft terbaik hasil simulasi.

Dari hasil simulasi menggunakan LOTUS Engine Simulation pada SOHC port injection dan DOHC direct injection diperoleh durasi camshaft terbaik 228° dengan peningkatan torsi 1.3%, daya 1.3%, bmep 1.33%, efisiensi thermal 0.22%, efisiensi volumetris 1.04% dan penurunan bsfc 0.227%. Dengan membandingkan hasil unjuk kerja simulasi, DOHC direct injection menghasilkan unjuk kerja yang lebih baik dari SOHC port injection dengan peningkatan torsi 30%, daya 30%, bmep 30%, efisiensi thermal 26%, efisiensi volumetric 2% dan penurunan bsfc 20%. Dari hasil eksperimen dengan menggunakan camshaft modifikasi 228° menghasilkan beberapa penurunan unjuk kerja, yaitu penurunan torsi 4.11%, daya 6.75% dan bmep 4.11%, namun mengalami kenaikan pada efisiensi thermal 0.68%, efisiensi volumetris 0.198%, penurunan bsfc 1.2%, emisi CO dan HC menurun masing-masing 22% dan 14.78%. Kemudian jika membandingkan hasil simulasi dengan eksperimen pada camshaft standar dan modifikasi, diketahui bahwa simulasi menghasilkan unjuk kerja yang lebih besar dari eksperimen dengan selisih torsi 38%, daya 38%, bmep 38%, efisiensi volumetris 33%, efisiensi thermal lebih rendah 4%, dan bsfc lebih rendah 5%. Dari seluruh penelitian terhadap durasi camshaft dapat diketahui bahwa camshaft durasi rendah menghasilkan unjuk kerja yang baik pada putaran rendah namun buruk pada putaran tinggi, dan sebaliknya camshaft durasi tinggi akan menghasilkan unjuk kerja yang baik pada putaran tinggi namun buruk pada putaran rendah.

Kata kunci: durasi camshaft, simulasi, eksperimen, DOHC, SOHC, direct injection, port injection.

***EFFECT OF VARIATION CAMSHAFT DURATION OF
PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSIONS SINJAI
ENGINE 650 CC FUEL INJECTION***

Name : Alief Machmud
NRP : 2113105030
Major : Mechanical Engineering FTI - ITS
Academic Supervisor : Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

Abstract

One step to improve engine performance and reduce exhaust emissions is to improve the quality of combustion of fuel in the combustion chamber. In the camshaft gasoline engines are working as a regulator of opening and closing of intake valve and exhaust valve. Where in the intake valve will flow the air and fuel mixture from the port channel into the combustion chamber. While the exhaust valve to be traversed by the waste products of the combustion gases from the combustion chamber into the exhaust pipe. By doing variations camshaft duration is expected to increase the volumetric efficiency of air enters the cylinder so as to improve the combustions in the combustion chamber which ended in increased performance generated by the engine.

This study focused on SINJAI engine 2-cylinder 650 cc fuel injection systems revenue with variations in the duration of both the camshaft inlet and exhaust. Duration value addition and subtraction is done symmetrically on each cam, with 7 different variations of the duration of each 5° so that the total duration to 218°, 228°, 238°, 248° (standard), 258°, 268° and 278°. Before doing experimental, at first performed simulations in order to determine the best performance results. Simulations performed on SINJAI engine 650 cc DOHC direct injection and SOHC port injection. And then the best performance results will be applied to the SOHC port injection. Once that was done to compare the results of experimental tests the performance of a standard camshaft with camshaft best simulation results.

From the simulation results using LOTUS Engine Simulation on SOHC port injection and DOHC direct injection camshaft duration best obtained 228° with a torque increase of 1.3%, power 1.3%, BMEP 1.33%, thermal efficiency 0.22%, volumetric efficiency 1.04% and decrease BSFC of 0.227%. By comparing the results of the performance of the simulation, DOHC direct injection produces a better performance than SOHC port injection with an increase in torque of 30%, power 30%, BMEP 30%, thermal efficiency 26%, volumetric efficiency 2%, and decrease BSFC of 20%. From the experimental results using a modified camshaft 228° resulted in some decrease in performance, ie torque reduction of 4.11%, power 6.75% and BMEP 4.11%, but not promising gains in thermal efficiency of 0.68%, volumetric efficiency 0.198%, decrease BSFC of 1.2%, emissions of CO and HC decrease respectively by 22% and 14.78%. Then, when comparing the simulation results with experiments on a standard camshaft and modifications, it is known that the simulation generates greater performance than experiment by a margin of torque 38%, power 38%, BMEP 38%, volumetric efficiency of 33%, lower thermal efficiency of 4%, and lower BSFC of 5%. Of the entire study to camshaft duration is known that low camshaft duration will produce good performance at low rpm but poor at high rpm, and high camshaft duration will produce a good performance at high rpm but poor at low rpm.

Keywords: *duration camshaft, simulations, experiments, DOHC, SOHC, direct injection, port injection.*

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah Rabbil'alamin. Puji syukur penulis panjatkan kehadirat ALLAH SWT atas limpahan rahmat, hidayah, rizki dan izin-Nya sehingga penyusunan laporan tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.

Penyusunan laporan tugas akhir ini merupakan salah satu syarat akademis untuk kelulusan mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis menyadari dalam penyusunan laporan tugas akhir ini bukan semata-mata atas kemampuan penulis sendiri, melainkan dengan adanya dukungan, bimbingan dan dorongan dari berbagai pihak, baik secara langsung, maupun tidak langsung. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Ibu Royati dan Bapak Masrum, yaitu ibu dan bapak penulis yang selalu memberikan semangat dan do'a yang tak henti-henti hingga terselesaikannya tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT., selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan, arahan dan nasehat kepada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc., Ibu Vivien Suphandani D, ST., M.Eng., Ph.D. dan Ibu Aida Annisa Amin D., ST., MT., selaku dosen penguji yang telah memberikan banyak saran dalam penyusunan tugas akhir ini.
4. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Eng.Sc., Ph.D., selaku Kepala Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Intitut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
5. Bapak Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng., selaku dosen wali.
6. Seluruh Dosen beserta staff karyawan Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Intitut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya yang telah memberikan bekal ilmu pengetahuan serta sarana dan prasarana kepada penulis selama menjalani perkuliahan.
7. Lambok Raymond dan Adwi Hantoro sebagai rekan tugas akhir yang telah bekerja keras bersama selama pengerjaan tugas akhir ini.

8. Seluruh rekan-rekan lab. Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar, Pak Karmono, Dicky, Falah, Wisnu, Mirza, Mahatma, Hendro dan rekan lain yang telah memberikan bantuan dan dukungan dalam proses penyelesaian tugas akhir ini.
9. Seluruh rekan-rekan Lintas Jalur Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Intitut Teknologi Sepuluh Nopember angkatan gasal 2013 yang turut membantu dan memberikan dukungan kepada penulis.
10. M/12/65 yang selalu memberikan semangat secara tidak langsung kepada penulis.

Semoga amal dan jasa yang telah diberikan dapat bermanfaat dan mendapat imbalan dari ALLAH SWT.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa masih banyak kekurangan dalam penulisan laporan tugas akhir ini. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun untuk penyempurnaan laporan tugas akhir ini. Dan penulis meminta maaf apabila terdapat kalimat yang kurang berkenan pada laporan tugas akhir ini.

Penulis berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan seluruh pembaca untuk kemajuan yang lebih baik. Akhir kata, penulis mengucapkan TERIMA KASIH.

Surabaya, Juli 2015

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1. 1 Latar Belakang	1
1. 2 Perumusan Masalah	3
1. 3 Batasan Masalah	3
1. 4 Tujuan Penelitian	4
1. 5 Manfaat Penelitian	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2. 1 <i>Engine</i> 4-Langkah	5
2. 2 Pembakaran Pada <i>Engine</i> Bensin 4-Langkah	6
2. 3 Tahapan Pembakaran <i>Engine</i> Bensin 4-Langkah	7
2. 3. 1 <i>Ignition Lag</i>	7
2. 3. 2 <i>Flame Propagation</i>	8
2. 4 Parameter Unjuk Kerja	8
2. 4. 1 Torsi	8
2. 4. 2 Daya	9
2. 4. 3 Tekanan Efektif Rata-rata	10
2. 4. 4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik	11
2. 4. 5 Efisiensi Thermal	12
2. 4. 6 Efisiensi Volumetris	12
2. 5 Polusi Udara	13
2. 5. 1 Hidrokarbon (HC)	14
2. 5. 2 Karbon Monoksida (CO)	15
2. 6 <i>Camshaft</i>	15
2. 6. 1 Cara Kerja <i>Camshaft</i>	16
2. 6. 2 Bagian-bagian <i>Camshaft</i>	18

2. 6. 3	Faktor-faktor yang Mempengaruhi Kerja <i>Camshaft</i>	19
2. 7	<i>Software</i> LOTUS <i>Engine Simulation</i>	20
2. 8	Penelitian Terdahulu	21
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		33
3. 1	<i>Engine</i> yang Digunakan	33
3. 2	Variasi Durasi <i>Camshaft</i>	34
3. 2. 1	<i>Camshaft</i> 218°	35
3. 2. 2	<i>Camshaft</i> 228°	36
3. 2. 3	<i>Camshaft</i> 238°	37
3. 2. 4	<i>Camshaft</i> 248° (standard)	38
3. 2. 5	<i>Camshaft</i> 258°	39
3. 2. 6	<i>Camshaft</i> 268°	40
3. 2. 7	<i>Camshaft</i> 278°	41
3. 3	Pengujian dengan Metode Simulasi	41
3. 3. 1	<i>Software</i> yang Digunakan Untuk Analisis	41
3. 3. 2	Alur Penelitian dengan Simulasi	42
3. 3. 3	Pengukuran Dimensi <i>Engine</i>	42
3. 3. 4	Pemodelan dengan LOTUS <i>Engine Simulation</i>	44
3. 3. 5	<i>Flowchart</i> Penelitian dengan Simulasi	47
3. 4	Pengujian dengan Metode Eksperimental	49
3. 4. 1	Pengujian Unjuk Kerja <i>Engine</i>	49
3. 4. 2	Alat Uji	49
3. 4. 3	Bahan Bakar	49
3. 4. 4	Skema Pengujian	49
3. 4. 5	Prosedur Pengujian	50
3. 4. 6	Rancangan Pengujian	52
3. 4. 7	<i>Flowchart</i> Pengujian dengan Eksperimental	53
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN		55
4. 1	Bentuk Desain <i>Camshaft</i> Standar dan <i>Camshaft</i> Modifikasi	55
4. 2	Pembahasan Metode Simulasi	56
4. 2. 1	Data <i>Input</i> untuk Metode Simulasi	56
4. 2. 2	Data Kondisi Pengujian	60
4. 2. 3	Konvergensi Simulasi	61
4. 3	Data Hasil Unjuk Kerja dengan Metode Simulasi	62

4. 4	Data Hasil Pengukuran Unjuk Kerja Metode Eksperimen	65
4. 5	Contoh Perhitungan Eksperimen	65
4. 5. 1	Perhitungan Torsi	66
4. 5. 2	Perhitungan Daya	66
4. 5. 3	Perhitungan Tekanan Efektif Rata-rata	66
4. 5. 4	Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik	67
4. 5. 5	Perhitungan Efisiensi Thermal	68
4. 5. 6	Perhitungan Efisiensi Volumetris	68
4. 6	Analisa Unjuk Kerja	69
4. 6. 1	Grafik Simulasi DOHC <i>Direct Injection</i> dengan Variasi Durasi <i>Camshaft</i>	69
4. 6. 1. 1	Grafik Torsi vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> Simulasi	69
4. 6. 1. 2	Grafik Daya vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> Simulasi	71
4. 6. 1. 3	Grafik bmep vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> Simulasi	73
4. 6. 1. 4	Grafik bsfc vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> Simulasi	75
4. 6. 1. 5	Grafik efisiensi thermal vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> Simulasi	76
4. 6. 1. 6	Grafik efisiensi volumetris vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> Simulasi	78
4. 6. 2	Grafik Simulasi SOHC <i>Port Injection</i> dengan Variasi Durasi <i>Camshaft</i>	79
4. 6. 2. 1	Grafik Torsi vs rpm SOHC <i>Port Injection</i> Simulasi	79
4. 6. 2. 2	Grafik Daya vs rpm SOHC <i>Port Injection</i> Simulasi	81
4. 6. 2. 3	Grafik bmep vs rpm SOHC <i>Port Injection</i> Simulasi	82
4. 6. 2. 4	Grafik bsfc vs rpm SOHC <i>Port Injection</i> Simulasi	83
4. 6. 2. 5	Grafik Efisiensi Thermal vs rpm SOHC <i>Port Injection</i> Simulasi	84

4. 6. 2. 6	Grafik Efisiensi Volumetris vs rpm SOHC <i>Port Injection</i> Simulasi	85
4. 6. 3	Grafik Perbandingan Simulasi Hasil Terbaik DOHC <i>Direct Injection</i> dengan SOHC <i>Port Injection</i>	87
4. 6. 3. 1	Grafik Torsi vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> dengan SOHC <i>Port Injection</i> ...	87
4. 6. 3. 2	Grafik Daya vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> dengan SOHC <i>Port Injection</i> ...	88
4. 6. 3. 3	Grafik bmep vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> dengan SOHC <i>Port Injection</i> ...	90
4. 6. 3. 4	Grafik bsfc vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> dengan SOHC <i>Port Injection</i> ...	91
4. 6. 3. 5	Grafik Efisiensi Thermal vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> dengan SOHC <i>Port Injection</i>	93
4. 6. 3. 6	Grafik Efisiensi Volumetris vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> dengan SOHC <i>Port Injection</i>	94
4. 6. 4	Grafik Eksperimen <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi pada SOHC <i>Port Injection</i>	96
4. 6. 4. 1	Grafik Torsi vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	96
4. 6. 4. 2	Grafik Daya vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	98
4. 6. 4. 3	Grafik bmep vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	100
4. 6. 4. 4	Grafik bsfc vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	102
4. 6. 4. 5	Grafik Efisiensi Thermal vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi ...	104
4. 6. 4. 6	Grafik Efisiensi Volumetris vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi ...	106
4. 6. 4. 7	Grafik AFR vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	108

4. 6. 4. 8	Grafik Temperatur Operasional vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi ...	110
4. 6. 4. 9	Grafik Emisi Gas Buang vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi ...	112
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN	115
5. 1	Kesimpulan	115
5. 2	Saran	116
DAFTAR PUSTAKA		117
LAMPIRAN		119

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Parameter <i>input</i> dan <i>output</i> eksperimen	52
Tabel 4.1 Data komponen <i>inlet</i>	56
Tabel 4.2 Data komponen <i>engine</i>	57
Tabel 4.3 Data komponen <i>exhaust</i>	59
Tabel 4.4 Data komponen properties bahan bakar	59
Tabel 4.5 Data kondisi pengujian	60
Tabel 4.6 Hasil Pengukuran Unjuk Kerja <i>Engine</i>	65
Tabel 4.7 Hasil Pengukuran Kondisi Operasional <i>Engine</i>	65

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Siklus <i>engine</i> bensin 4 langkah	5
Gambar 2.2	Tahapan pembakaran pada SIE.....	7
Gambar 2.3	<i>Waterbrake dynamometer</i>	9
Gambar 2.4	Mekanisme terbentuknya polutan HC, CO dan NO _x pada SIE	13
Gambar 2.5	Emisi gas buang <i>vs air-fuel ratio</i> pada SIE	14
Gambar 2.6	<i>Camshaft</i>	15
Gambar 2.7	Diagram katup masuk	17
Gambar 2.8	Diagram katup buang	17
Gambar 2.9	Bagian-bagian <i>camshaft lobe</i>	18
Gambar 2.10	Bagian-bagian <i>camshaft</i>	19
Gambar 2.11	Grafik hasil eksperimental Sukidjo	25
Gambar 2.12	Tabel hasil eksperimental Susilo	26
Gambar 2.13	Tabel hasil eksperimental Machmud	28
Gambar 2.14	Grafik hasil eksperimental CINAR & AKGUN	30
Gambar 2.15	Grafik hasil simulasi Adi	32
Gambar 3.1	<i>Engine SINJAI 650 cc DOHC direct injection</i>	34
Gambar 3.2	<i>Camshaft 218°</i>	35
Gambar 3.3	<i>Camshaft 228°</i>	36
Gambar 3.4	<i>Camshaft 238°</i>	37
Gambar 3.5	<i>Camshaft 248°</i> (standar)	38
Gambar 3.6	<i>Camshaft 258°</i>	39
Gambar 3.7	<i>Camshaft 268°</i>	40
Gambar 3.8	<i>Camshaft 278°</i>	41
Gambar 3.9	Dimensi <i>slider crank</i>	43
Gambar 3.10	Dimensi <i>intake throttle</i>	43
Gambar 3.11	Dimensi <i>valve port</i>	43
Gambar 3.12	Dimensi <i>Bend/straight pipe</i>	44
Gambar 3.13	Simbol <i>cylinder</i> pada LES	44
Gambar 3.14	Simbol <i>intake</i> dan <i>exhaust valve</i> pada LES	45
Gambar 3.15	Simbol <i>intake</i> dan <i>exhaust port</i> pada LES	45
Gambar 3.16	Simbol <i>intake</i> dan <i>exhaust plenum</i> pada LES	45
Gambar 3.17	Simbol <i>intake throttle</i> pada LES	45
Gambar 3.18	Simbol <i>straight pipe</i> pada LES	46

Gambar 3.19	Simbol <i>bend pipe</i> pada LES	46
Gambar 3.20	Simbol <i>default inlet</i> dan <i>exit</i> pada LES	46
Gambar 3.21	Simbol bahan bakar pada LES	46
Gambar 3.22	Skema pemodelan pada LOTUS Engine Simulation	47
Gambar 3.23	<i>Flowchart</i> simulasi	48
Gambar 3.24	Skema pengujian	49
Gambar 3.25	<i>Flowchart</i> eksperimen	54
Gambar 4.1	Bentuk Desain <i>Camshaft</i> Standar dan <i>Camshaft</i> Modifikasi	55
Gambar 4.2	Mengakses <i>test condition data wizard</i> pada <i>LES</i> ..	60
Gambar 4.3	Grafik konvergensi <i>file</i> (.mrs) pada <i>LES</i>	62
Gambar 4.4	Data hasil kalkulasi pada <i>file</i> (.prs)	63
Gambar 4.5	Grafik pada <i>file</i> (.mrs)	64
Gambar 4.6	Ilustrasi pada <i>file</i> (.mrs)	64
Gambar 4.7	Grafik Torsi vs rpm <i>Direct Injection</i> DOHC Simulasi	69
Gambar 4.8	Grafik Daya vs rpm <i>Direct Injection</i> DOHC Simulasi	71
Gambar 4.9	Grafik <i>bmp</i> vs rpm <i>Direct Injection</i> DOHC Simulasi	73
Gambar 4.10	Grafik <i>bsfc</i> vs rpm <i>Direct Injection</i> DOHC Simulasi	75
Gambar 4.11	Grafik efisiensi thermal vs rpm <i>Direct Injection</i> DOHC Simulasi	76
Gambar 4.12	Grafik efisiensi volumetris vs rpm <i>Direct</i> <i>Injection</i> DOHC Simulasi	78
Gambar 4.13	Grafik Torsi vs rpm <i>Port Injection</i> SOHC Simulasi	79
Gambar 4.14	Grafik Daya vs rpm <i>Port Injection</i> SOHC Simulasi	81
Gambar 4.15	Grafik <i>bmp</i> vs rpm <i>Port Injection</i> SOHC Simulasi	82
Gambar 4.16	Grafik <i>bsfc</i> vs rpm <i>Port Injection</i> SOHC Simulasi	83
Gambar 4.17	Grafik Efisiensi Thermal vs rpm <i>Port Injection</i> SOHC Simulasi	84

Gambar 4.18	Grafik Efisiensi Volumetris vs rpm <i>Port Injection</i> SOHC Simulasi	85
Gambar 4.19	Grafik Torsi vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> dengan SOHC <i>Port Injection</i>	87
Gambar 4.20	Grafik Daya vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> dengan SOHC <i>Port Injection</i>	88
Gambar 4.21	Grafik <i>bme_p</i> vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> dengan SOHC <i>Port Injection</i>	90
Gambar 4.22	Grafik <i>bsfc</i> vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> dengan SOHC <i>Port Injection</i>	91
Gambar 4.23	Grafik Efisiensi Thermal vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> dengan SOHC <i>Port Injection</i>	93
Gambar 4.24	Grafik Efisiensi Volumetris vs rpm DOHC <i>Direct Injection</i> dengan SOHC <i>Port Injection</i>	94
Gambar 4.25	Grafik Torsi vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	96
Gambar 4.26	Grafik Daya vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	98
Gambar 4.27	Grafik <i>bme_p</i> vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	100
Gambar 4.28	Grafik <i>bsfc</i> vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	102
Gambar 4.29	Grafik Efisiensi Thermal vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	104
Gambar 4.30	Grafik Efisiensi Volumetris vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	106
Gambar 4.31	Grafik <i>AFR</i> vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	108
Gambar 4.32	Grafik Temperatur Operasional vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	110
Gambar 4.33	Grafik Temperatur Exhaust vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	110
Gambar 4.34	Grafik HC vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	112
Gambar 4.35	Grafik CO vs rpm <i>Camshaft</i> Standar dengan Modifikasi	112

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1. 1 Latar Belakang

Dewasa ini penggunaan *engine* penggerak mula motor bakar torak masih sangat dominan, dimana *engine* tersebut menghasilkan unjuk kerja yang sampai saat ini masih dirasa cukup baik. Namun inovasi-inovasi terus dilakukan untuk meningkatkan unjuk kerja *engine* hingga diperoleh unjuk kerja maksimumnya. Berkembangnya teknologi otomotif menjadikan teknologi kendaraan dan bahan bakar juga semakin berkembang, terutama dari sektor *engine*. Saat ini telah diketahui bahwa efisiensi panas yang dihasilkan *engine* bensin berkisar antara 32% hingga 35% [1]. Banyak upaya yang telah dilakukan untuk mendapatkan unjuk kerja dan efisiensi *engine* yang lebih baik serta emisi gas buang yang lebih ramah lingkungan.

Ada beberapa faktor yang mempengaruhi menurunnya efisiensi panas *engine* bensin. Diantaranya, kerugian karena pembakaran nyata (panas spesifik dan dissosiasi), kerugian *blow-by*, kerugian pendinginan (kerugian panas langsung), kerugian pertukaran gas (pembakaran tak sempurna), kerugian gesekan dan kerugian lainnya [2], [9]. Salah satu langkah untuk meningkatkan unjuk kerja *engine* dan mengurangi emisi gas buang adalah dengan memperbaiki kualitas pembakaran bahan bakar didalam ruang bakar [11]. Pada *engine* 4 langkah terdapat *camshaft* yang bekerja sebagai pengatur buka tutup katup masuk dan katup buang. Dimana pada katup masuk akan mengalir campuran udara dan bahan bakar dari saluran *port* menuju ruang bakar. Sedangkan pada katup buang akan dilalui oleh gas sisa hasil pembakaran dari ruang bakar menuju pipa gas buang. Sebagai pengatur buka tutup katup, *camshaft* sangat berperan penting pada beberapa aspek diantaranya, mengatur lamanya durasi pembukaan katup, menentukan waktu pembukaan dan penutupan katup, menentukan tinggi bukaan katup, menentukan lamanya durasi *overlap* serta menentukan *valve-train* dari pergerakan katup.

Menurut penelitian dari Sukidjo [3], dengan meningkatkan durasi *camshaft* dapat menurunkan konsentrasi CO dan HC pada putaran tinggi, meningkatkan konsentrasi CO₂ yang menandakan bahwa proses pembakaran semakin baik, serta meningkatkan daya dan torsi dari *engine*. Susilo [4] juga melakukan penelitian pada *camshaft*, namun penelitian tersebut lebih dikonsentrasikan pada variasi sudut LSA (*Lobe Separation Angle*). Dari penelitian tersebut diketahui bahwa sudut LSA turut mempengaruhi unjuk kerja *engine*. Dimana letak unjuk kerja terbaik adalah pada sudut 105°. Dengan sudut tersebut akan diperoleh torsi maksimum, tekanan efektif rata-rata maksimum dan efisiensi *thermal* maksimum. Selain itu, penelitian yang dilakukan Machmud [5] mengatakan bahwa meningkatnya durasi *camshaft* dapat meningkatkan daya dan torsi, meningkatkan tekanan kompresi *motoring* dan sudut LSA mempengaruhi letak *peak power* dan *peak torque* yang akan menentukan karakteristik sebuah *engine*.

Dengan mendesain ulang *camshaft* standar diharapkan dapat meningkatkan efisiensi volumetris udara yang masuk ke ruang bakar dan meningkatkan tekanan kompresi di ruang bakar yang dapat memperbaiki kualitas pembakaran di ruang bakar. Dengan pembakaran yang baik maka unjuk kerja *engine* akan meningkat dan emisi gas buang akan menurun. Untuk itu diperlukan desain *camshaft* yang sesuai dengan spesifikasi *engine* yang digunakan. Dengan desain yang tepat dapat menghasilkan unjuk kerja yang lebih baik.

Berdasarkan uraian diatas maka akan dilakukan analisa variasi durasi *camshaft* terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* SINJAI 650 cc DOHC *direct injection* dan SOHC *port injection*. Variasi durasi dilakukan pada kedua *camshaft*, yakni *camshaft* katup masuk dan *camshaft* katup buang. Dimana variasi durasi akan dibagi menjadi 7 buah desain, yaitu dengan meningkatkan dan menurunkan nilai durasi secara bertingkat 218°, 228°, 238°, 248° (standar), 258°, 268° dan 278°. Penambahan durasi dilakukan secara simetris dengan 5° poros engkol sebelum katup membuka dan setelah katup menutup. Sehingga dengan ini tidak merubah desain LSA (*lobe separation angle*) standar.

Penelitian diawali dengan simulasi mengenai pengaruh durasi *camshaft* dengan menggunakan *software* LOTUS *engine simulation*. Dimana simulasi ini bertujuan untuk mengetahui nilai durasi yang menghasilkan unjuk kerja terbaik, parameter unjuk kerja yang akan diukur diantaranya berupa torsi, konsumsi bahan bakar, debit udara masuk dan temperatur operasional. Kemudian durasi yang menghasilkan unjuk kerja terbaik tersebut akan difabrikasi dan diaplikasikan pada *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port injection*. Setelah itu dilakukan pengujian eksperimental untuk membandingkan hasil unjuk kerja *camshaft* standar dengan *camshaft* terbaik hasil simulasi.

1. 2 Perumusan Masalah

Mekanisme sistem pemasukan bahan bahan bakar dan pembuangan gas sisa pembakaran dituntut harus tepat sesuai dengan spesifikasi *engine*, terutama dari aspek pembakaran. Maka dari itu dibutuhkan desain *camshaft* tertentu yang menghasilkan unjuk kerja yang optimal dan emisi gas buang yang rendah. Dari uraian tersebut, maka permasalahan yang akan dicari adalah:

1. Bagaimana cara untuk merubah durasi *camshaft*
2. Bagaimana pengaruh dari variasi durasi *camshaft* terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* 4 langkah 2 silinder 650 cc

1. 3 Batasan Masalah

Penelitian ini dibatasi ruang lingkupnya dikarenakan keterbatasan waktu, biaya dan peralatan uji yang tersedia. Maka dari itu tidak semua permasalahan yang ada pada *engine* dibahas. Agar penelitian yang dilaksanakan tidak melebar dari tujuan yang hendak dicapai. Adapun batasan-batasan yang digunakan antara lain:

1. *Engine* yang digunakan adalah SINJAI 4 langkah, kapasitas 650 cc, 2 silinder dengan konfigurasi DOHC *direct injection* dan SOHC *port injection*.
2. Bahan bakar menggunakan bensin jenis premium yang diproduksi oleh PERTAMINA.
3. Kondisi temperatur ruangan dianggap konstan.

4. Tidak membahas mengenai proses pembuatan dan bahan *camshaft*.
5. Tidak membahas proses perpindahan panas yang terjadi.

1. 4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan yang ingin dicapai dari penelitian Tugas Akhir ini adalah:

1. Mengetahui cara merubah durasi *camshaft*
2. Mengetahui pengaruh variasi durasi *camshaft* terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* 4 langkah 2 silinder 650 cc

1. 5 Manfaat Penelitian

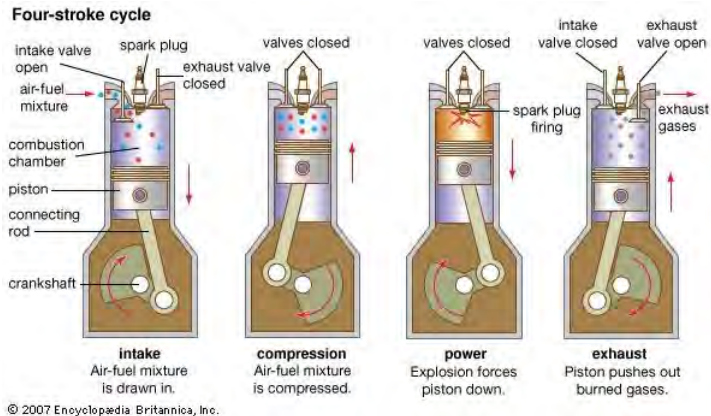
Hasil dari penelitian ini diharapkan dapat dijadikan pengetahuan dan informasi seluas-luasnya bagi masyarakat mengenai *camshaft* untuk digunakan sebagai referensi dalam pengembangan selanjutnya. Selain itu juga dalam upaya mendukung pengembangan *engine* SINJAI, sehingga dapat menghasilkan unjuk kerja dan emisi gas buang yang lebih baik dari sebelumnya.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 *Engine 4-Langkah*

Dalam *engine* bensin 4-langkah, satu siklus kerja diselesaikan dengan empat langkah gerakan naik-turun piston, atau dua kali putaran poros engkol. Setiap langkah berisi 180° putaran poros engkol, sehingga seluruh siklus menjadi 720° putaran poros engkol. Ada empat tahapan operasi dari siklus *engine* bensin 4-langkah. Diantaranya langkah hisap, langkah kompresi, langkah kerja dan langkah buang.



Gambar 2.1 Siklus *engine* bensin 4 langkah

1. Langkah hisap (*intake*), piston bergerak dari TMA (titik mati atas) ke TMB (titik mati bawah) katup masuk membuka dan katup buang menutup, karena terjadi tekanan negatif didalam silinder sehingga udara yang telah bercampur dengan bahan bakar dapat masuk kedalam silinder melalui katup masuk sampai piston melewati TMB dan kemudian katup masuk tertutup.
2. Langkah kompresi (*compression*), piston bergerak dari TMB menuju TMA setelah melakukan langkah hisap, katup masuk

dan katup buang tertutup serta campuran udara dan bahan bakar dikompresikan hingga piston mencapai TMA.

3. Langkah usaha (*power*), sebelum akhir langkah kompresi, busi memercikkan bunga api listrik yang kemudian membakar campuran udara dan bahan bakar yang telah dikompresikan sebelumnya. Pada kondisi ini katup masuk dan katup buang masih dalam keadaan tertutup. Akibat dari tekanan tekanan pembakaran yang tinggi menyebabkan terdorongnya piston dari TMA ke TMB yang kemudian gerakan translasi piston tersebut diubah menjadi gerakan rotasi pada poros engkol dengan bantuan *connecting rod*.
4. Langkah buang (*exhaust*), setelah terjadi pembakaran, gaya inersia menggerakkan piston dari TMB menuju TMA, pada saat yang sama katup buang mulai terbuka sehingga gas sisa pembakaran terdorong keluar melalui katup buang menuju lubang pembuangan.

2.2 Pembakaran Pada *Engine Bensin 4 Langkah (Spark Ignition Engine)*

Definisi menyebutkan bahwa pembakaran adalah oksidasi cepat yang menghasilkan cahaya dan panas bersamaan; juga oksidasi perlahan yang disertai relatif sedikit panas dan tanpa cahaya [2]. Untuk kepentingan motor bakar dipakai bagian yang pertama yakni oksidasi cepat, dengan demikian pembakaran di motor bakar dalam adalah: kombinasi kimia yang relatif sangat cepat antara hidrogen dan karbon di bahan bakar dengan oksigen yang menghasilkan pembebasan energi dalam bentuk panas.

Dengan demikian kondisi yang harus ada dalam proses pembakaran konvensional di motor bakar dalam adalah:

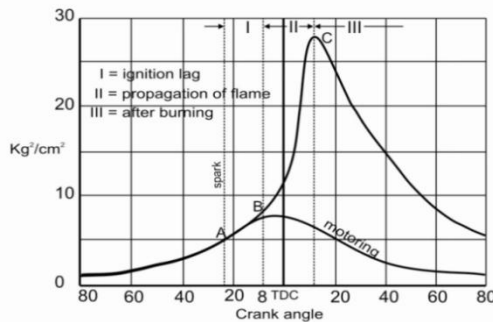
1. Adanya campuran bahan bakar dan udara yang dapat dibakar.
2. Adanya sesuatu yang dapat memulai pembakaran.
3. Adanya api yang stabil dan dapat mengembang di ruang bakar.

Jadi pembakaran hanya dapat berlangsung selama ada tiga syarat tersebut.

2.3 Tahapan Pembakaran *Engine Bensin 4 Langkah (Spark Ignition Engine)*

Pembakaran dapat dibayangkan sebagai dua tahapan, yaitu:

1. Tahap pertama adalah pertumbuhan dan perkembangan dari inti api yang berkembang sendiri, ini disebut *ignition lag*.
2. Tahap kedua adalah penyebaran api ke seluruh ruang bakar, ini disebut *propagation of flame*.



Gambar 2.2 Tahapan pembakaran pada SIE

2.4.1 Ignition Lag

Ignition lag bukanlah periode yang tidak aktif, tetapi merupakan proses kimia. Periode *ignition lag* kira-kira 10° sampai 15° derajat engkol dalam waktu $\pm 0,0015$ detik. Perlu diketahui bahwa selama periode ini penyebaran api atau kecepatan api berjalan lambat dan fraksi campuran yang terbakar sangat sedikit, sehingga kenaikan tekanan hanya 1% dari tekanan pembakaran maksimum sesuai pembakaran sekitar 1, 5% dari campuran kerja, dan volume yang dipakai oleh produk pembakaran sekitar 5% dari ruang bakar yang tersedia.

Durasi *ignition lag* tergantung pada faktor-faktor berikut:

1. Jenis dan kualitas bahan bakar
2. Rasio campuran bahan bakar dan udara
3. Temperatur dan tekanan awal
4. Celah elektroda busi
5. Turbulensi pembakaran di ruang bakar

2. 4. 2 *Flame Propagation*

Fase kedua pembakaran ini merupakan fase yang terpenting, karena dalam fase ini kecepatan api sangatlah tinggi karena menentukan laju kenaikan temperatur dalam silinder. Durasi dari *flame propagation* tergantung pada faktor-faktor dibawah ini:

1. Rasio bahan bakar dan udara
2. Rasio kompresi
3. Temperatur dan tekanan awal
4. Beban motor
5. Turbulensi
6. Kecepatan motor
7. Ukuran motor

2. 4 *Parameter Unjuk Kerja Engine*

Baik atau tidaknya suatu desain *engine* dapat dilihat melalui unjuk kerja (*performance*) yang dihasilkannya. Pengujian suatu *engine* ditentukan oleh beberapa parameter unjuk kerja *engine* dan kadar emisi gas buang hasil pembakaran. Unjuk kerja menjadi penting karena berkaitan dengan tujuan penggunaan *engine* dan faktor ekonomisnya, sedangkan tinggi rendahnya emisi gas buang berhubungan dengan faktor lingkungan. Untuk menentukan parameter unjuk kerja *engine*, maka harus ditentukan terlebih dahulu sistem yang digunakan. Berikut sistem yang digunakan untuk pengujian ini.

Adapun parameter-parameter dari unjuk kerja tersebut adalah sebagai berikut:

1. Torsi
2. Daya efektif
3. Tekanan efektif rata-rata (*b MEP*)
4. Pemakaian bahan bakar spesifik (*sfc*)
5. Effisiensi thermal
6. Emisi gas buang

2. 4. 1 *Torsi*

Kemampuan *engine* dalam menghasilkan kerja ditunjukkan dengan nilai torsi yang dihasilkannya. Dalam keadaan sehari-hari

torsi digunakan untuk akselerasi kendaraan untuk meningkatkan kecepatan. Torsi merupakan perkalian antara gaya tangensial dengan panjang lengan. Rumus untuk menghitung torsi pada *engine* adalah sebagai berikut:

$$Torsi = P \times R$$

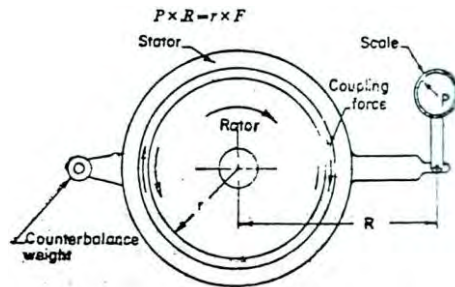
Dimana:

P = gaya tangensial (N)

R = lengan gaya *water brake dynamometer* (m)

Pada pengujian, torsi yang dihasilkan oleh motor dibaca pada *display waterbrake dynamometer*. Torsi yang didapatkan masih dalam lb.ft sehingga diperlukan faktor konversi agar didapatkan nilai torsi dengan satuan metris. Adapun faktor konversi X yang digunakan adalah:

$$X = \text{faktor konversi} = \left[\frac{4.448 \text{ N}}{1 \text{ lbf}} \times \frac{1 \text{ m}}{3.2808 \text{ ft}} \right]$$



Gambar 2.3 Waterbrake dynamometer

2. 4. 2 Daya (*brake horse power*)

Tujuan dari pengoperasian *engine* adalah untuk menghasilkan daya atau *power*. *Brake horse power* merupakan daya yang dihasilkan dari poros *output engine* yang dihitung berdasarkan laju kerja tiap satuan waktu. Nilai daya sebanding dengan gaya yang dihasilkan dan kecepatan linearnya atau sebanding dengan torsi poros dan kecepatan sudutnya. Untuk menghitung daya motor digunakan perumusan:

$$bhp = \omega \times T = 2 \pi n \times T$$

Dimana:

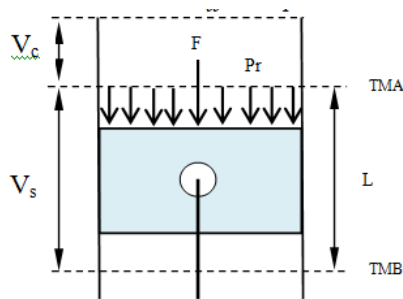
bhp = daya motor (Watt)

T = torsi motor (N.m)

n = putaran poros motor (rps)

2. 4. 3 Tekanan Efektif Rata-rata (*brake mean effective pressure*)

Tekanan efektif rata-rata atau (*b MEP*) didefinisikan sebagai tekanan tetap rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah piston sehingga menghasilkan daya. Jika tekanan efektif rata-rata dihitung berdasarkan pada *brake horse power* maka disebut *brake mean effective pressure*.



Gaya yang bekerja mendorong piston kebawah:

$$F = P_r \times A$$

Kerja selama piston bergerak dari TMA ke TMB:

$$W = F \times L = (P_r \times A) \times L$$

Daya motor (kerja per satuan waktu):

Jika poros engkol berputar n rpm, maka dalam 1 menit akan terjadi $\frac{n}{z}$ siklus kerja.

Dimana,

$$\frac{n}{z} \left(\frac{\text{siklus}}{\text{menit}} \right)$$

$z = 1$ (untuk motor 2 langkah), 2 (untuk motor 4 langkah)

Daya tiap silinder:

$$W = \frac{P_r \cdot A \cdot L \cdot n}{z}$$

Daya motor sejumlah “i” silinder:

$$W = \frac{P_r \cdot A \cdot L \cdot n \cdot i}{z}$$

Jika $W = bhp$ dan $P_r = bmep$, maka:

$$bmep = \frac{bhp \cdot z}{A \cdot L \cdot n \cdot i} \text{ (Pa)}$$

Dimana:

bhp = daya motor (Watt)

A = luas penampang torak (m^2)

L = panjang langkah torak (m)

i = jumlah silinder

n = putaran *engine* (rps)

z = 1 (untuk motor 2 langkah) dan 2 (untuk motor 4 langkah)

2. 4. 4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (*specific fuel consumption*)

Konsumsi bahan bakar spesifik merupakan ukuran pemakaian bahan bakar oleh suatu *engine* yang diukur dalam satuan massa bahan bakar per satuan keluaran daya, atau juga dapat didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar yang dipakai oleh *engine* untuk menghasilkan tenaga.

Besarnya konsumsi bahan bakar spesifik dapat dihitung dengan persamaan:

$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp}$$

Dimana:

sfc = konsumsi bahan bakar spesifik

\dot{m}_{bb} = laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

bhp = daya *engine* (Watt)

Pada pengujian standar dengan menggunakan bahan bakar bensin, massa bahan bakar dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$m_{bb} = \rho_{bensin} \cdot volume$$

Dimana:

$$\rho_{bensin} = SG_{bensin} \cdot \rho_{air} \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

2. 4. 5 Efisiensi Thermal

Efisiensi thermal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas dari bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh *engine*.

$$\eta_{th} = \frac{\text{energi yang berguna}}{\text{energi yang diberikan}} \times 100\%$$

Jika masing-masing dibagi dengan waktu, t maka:

$$\eta_{th} = \frac{\text{kerja/waktu}}{\text{panas yang diberikan/waktu}} \times 100\%$$

Dimana:

Kerja/waktu = daya (bhp)

Panas yang diberikan = nilai kalor \times massa bahan bakar

Panas yang diberikan = $Q \times \dot{m}_{bb}$

Sehingga:

$$\eta_{th} = \frac{bhp}{Q \times \dot{m}_{bb}}$$

Dimana:

sfc = konsumsi bahan bakar spesifik (kg/Watt . s)

\dot{m}_{bb} = laju aliran bahan bakar (kg/s)

Q = nilai kalor bawah bahan bakar yang digunakan (J/kg)

2. 4. 6 Efisiensi Volumetris (*volumetric efficiency*)

Efisiensi volumetris hanya digunakan pada engine 4 langkah. Didefinisikan sebagai rasio dari volume udara yang masuk ke silinder dibagi dengan volume silinder yang tersedia.

$$\eta_v = \frac{v_i}{v_s} = \frac{2 \dot{m}_a}{\rho_{a,i} V_d N}$$

Dimana:

η_v = efisiensi volumetris

v_i = volume udara yang masuk kedalam silinder

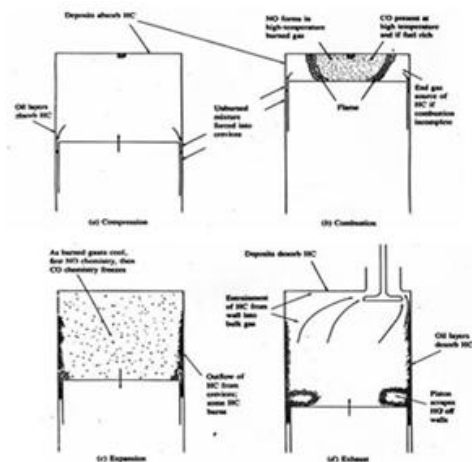
v_s = volume silinder yang tersedia

- \dot{m}_a = volume flow rate udara
 $\rho_{a,i}$ = massa jenis udara (kg/m^3)
 V_d = volume silinder (m^3)
 N = putaran *engine* (rps)

Efisiensi volumetris sebuah *engine* dipengaruhi oleh beberapa variabel diantaranya rasio kompresi, waktu buka-tutup katup, desain pemasukan dan *port*, kadar campuran bahan-bakar dengan udara, panas laten dari penguapan bahan bakar, pemanasan udara masuk, tekanan di silinder dan kondisi atmosfer [6].

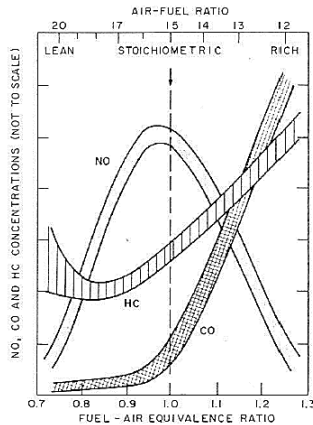
2.5 Polusi Udara

Polusi udara adalah masuknya bahan pencemar kedalam udara sedemikian rupa sehingga mengakibatkan kualitas udara menurun dan lingkungan tidak berfungsi sebagaimana mestinya. Polutan dapat dibedakan menjadi dua, yaitu polutan primer dan polutan sekunder. Polutan primer adalah polutan dimana keberadaannya di udara langsung dari sumbernya.



Gambar 2.4 Mekanisme terbentuknya polutan HC, CO dan NOx pada SIE

Contoh polutan primer adalah *sulfur oksida* (SO_x), *nitrogen oksida* (NO_x), *hydrokarbon* (HC), dan *carbon monoksida* (CO). Sedangkan polutan sekunder adalah polutan primer yang bereaksi dengan komponen lain di udara, contohnya *ozon* (O_3) dan *peroksi asetil nitrat* (PAN) dimana keduanya terbentuk di atmosfer melalui proses hidrolisis, *petrochemical* atau oksidasi.



Gambar 2.5 Emisi gas buang versus air-fuel ratio pada SIE

Dari kedua jenis polutan diatas yang sering jadi perhatian adalah polutan primer, meskipun polutan sekunder tidak bisa dianggap ringan. Berikut ini adalah penjelasan tentang beberapa polutan primer.

2. 5. 1 Hidrokarbon (HC)

Hidrokarbon terjadi dari bahan bakar yang tidak terbakar langsung keluar menjadi gas mentah, dan dari bahan bakar terpecah menjadi reaksi panas berubah menjadi gugusan HC yang lain, yang keluar bersama gas buang. Sebab-sebab terjadinya hidrokarbon (HC) adalah karena tidak mampu melakukan pembakaran, penyimpanan dan pelepasan bahan bakar dengan lapisan minyak, penyalaan yang tertunda, disekitar dinding ruang bakar yang bertemperatur rendah dan karena adanya *overlap valve*, sehingga HC dapat keluar saluran pembuangan.

2. 5. 2 Karbon Monoksida (CO)

Gas karbon monoksida merupakan gas yang tidak berwarna, tidak berbau pada suhu diatas titik didihnya dan mudah larut dalam air. Di industri, karbon monoksida dihasilkan dari proses oksidasi gas alam yaitu metana. Gas karbon monoksida merupakan komponen utama dalam udara tercemar, karena kereaktifan gas karbon monoksida terhadap hemoglobin dalam darah yang mengakibatkan darah kekurangan oksigen dan menyebabkan gangguan saraf pusat. Pembakaran yang normal pada motor bensin akan membakar semua hidrogen dan oksigen yang terkandung dalam campuran udara dan bahan bakar. Akan tetapi dalam pembakaran yang tidak normal, misalnya pembakaran yang kekurangan oksigen, akan mengakibatkan CO yang berada didalam bahan bakar tidak terbakar dan keluar bersama dengan gas buang.

Karbon monoksida juga sangat ditentukan oleh kualitas campuran, homogenitas dan *A/F ratio*. Semakin bagus kualitas campuran dan homogenitas akan mempermudah oksigen untuk bereaksi dengan karbon. Jumlah oksigen dalam campuran (*A/F ratio*) juga sangat menentukan besar CO yang dihasilkan, mengingat kurangnya oksigen dalam campuran akan mengakibatkan karbon bereaksi tidak sempurna dengan oksigen (sehingga terbentuk CO). Karbon monoksida juga cenderung timbul pada temperatur pembakaran yang tinggi. Meskipun pada campuran miskin (mempunyai cukup oksigen) jika temperatur pembakaran terlalu tinggi, maka oksigen yang telah terbentuk dalam karbon dioksida bisa berdisosiasi (melepaskan diri) membentuk karbon monoksida + oksigen.

2. 6 *Camshaft*



Gambar 2.6 Camshaft

Camshaft adalah salah satu bagian motor bakar torak yang berfungsi sebagai pengatur buka-tutupnya katup masuk dan katup buang, caranya dengan menekan katup supaya bergerak naik-turun. Sesuai dengan namanya, *camshaft* berbentuk sebuah poros yang terdapat tonjolan (*lobe*) dibagian tengahnya dan pada kedua ujungnya terdapat bantalan atau *bearing*. Pada umumnya, *engine-engine* saat ini telah mengadopsi teknologi OHC atau *overhead camshaft*. Dimana letak *camshaft* sudah berada diatas kepala silinder. Baik untuk tipe SOHC maupun DOHC. SOHC atau *single overhead camshaft* hanya memiliki satu buah *camshaft* di kepala silinder, sedangkan DOHC atau *double overhead camshaft* memiliki dua *camshaft* di kepala silinder yang masing-masing mengatur buka-tutup katup masuk dan katup buang.

Camshaft sendiri digerakkan oleh putaran dari poros engkol yang dihubungkan dengan *belt* ataupun rantai. *Camshaft* berputar setengah putaran dari putaran poros engkol. Maka dari itu, hubungan antara putaran *camshaft* dengan poros engkol sangat penting. Karena *camshaft* yang mengatur waktu buka-tutupnya saluran masuk dan saluran buang berdasarkan derajat poros engkol, sehingga hubungan inilah yang berperan terhadap ketepatan waktu buka-tutup katup sesuai dengan desain yang telah ditentukan.

2. 6. 1 Cara Kerja Camshaft

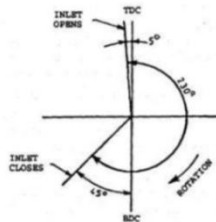
Waktu pembukaan katup pada siklus ideal yaitu pada saat dimana piston di titik mati atas ataupun bawah, namun beberapa halangan menyebabkan mereka tidak mungkin membuka pada saat-saat tersebut, namun harus dibuka atau ditutup sebelum dan sesudah titik mati. Ada dua faktor utama yang menyebabkan yaitu mekanikal dan dinamik [2].

Faktor mekanikal, katup-katup dibuka dan ditutup oleh mekanisme *cam* yang mana disana terdapat celah antara *cam*, *tappet* dan katup yang harus diangkat secara perlahan untuk menghindari keausan dan suara berisik, dengan alas an yang sama katup tidak boleh ditutup secara mendadak, atau akan terjadi *bouncing*, sehingga bentuk dari kontur harus sedemikian rupa sehingga tidak terjadi *bouncing*. Dengan demikian, maka jelas

bahwa terbuka dan tertutupnya katup membutuhkan derajat engkol yang lebih lama dari yang disediakan 90° , yaitu sekian derajat sebelum dan sekian derajat sesudah titik mati. Ini berlaku baik untuk katup masuk maupun katup buang.

Faktor dinamik, selain masalah mekanikal untuk membuka dan menutup katup maka yang diperhatikan disini adalah akibat aliran dinamik gas yang terjadi pada katup.

1. Buka-tutup katup masuk

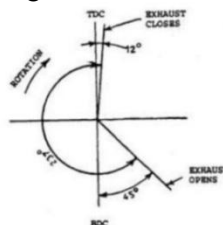


Gambar 2.7 Diagram katup masuk

Pada diagram katup masuk terlihat bahwa klep masuk terbuka pada 5° sebelum titik mati atas tau sebelum piston benar-benar memulai siklus hisap. Ini dilakukan dengan tujuan untuk member bukaan katup yang lebih awal sehingga saat piston berada di titik mati atas, katup masuk sudah terangkat dari dudukannya untuk siklus hisap.

Siklus hisap masih terjadi hingga saat piston bergerak turun, menyebabkan campuran udara dan bahan bakar kedalam silinder. Dan katup masuk masih dalam keadaan membuka pada saat piston di titik mati bawah, kemudian menutup pada 45° setelah titik mati bawah.

2. Buka-tutup katup buang

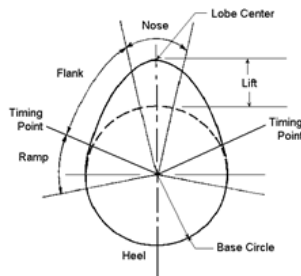


Gambar 2.8 Diagram katup buang

Sebelum siklus buang akan terjadi siklus ekspansi, dimana piston bergerak dari titik mati atas menuju titik mati bawah. Namun sebelum piston mencapai titik mati bawah, cam mulai mulai menggerakkan katup buang untuk membuka pada 45° sebelum titik mati bawah.

Siklus buang masih terjadi hingga piston berada di titik mati atas, dan akan menutup 12° setelah titik mati atas. Hal ini bertujuan untuk mengoptimalkan pembilasan gas sisa pembakaran yang akan dikeluarkan menuju saluran buang.

2. 6. 2 Bagian-bagian *Camshaft*

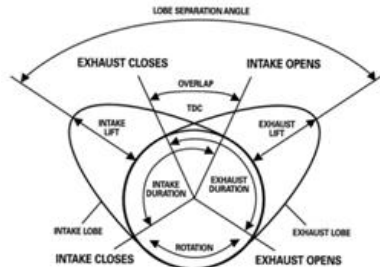


Gambar 2.9 Bagian-bagian *camshaft lobe*

1. *Base circle*, bagian dasar dari *camshaft* atau diameter dasar, pada saat katup menyentuh bagian ini maka katup akan berada pada posisi tertutup.
2. *Ramp*, adalah bagian dari profil *camshaft* yang memberikan celah sebelum katup mulai terangkat dari dudukannya.
3. *Flank*, adalah bagian profil diantara *ramp* dan *nose*, ini merupakan bagian terpenting dari *camshaft* karena bagian ini mengatur kecepatan dan akselerasi pergerakan katup.
4. *Nose*, adalah bagian sudut terbesar pada *camshaft*, dan ketinggian dari angkatan katup ditentukan oleh besar dan tinggi dari bagian *nose* ini. Tetapi ketinggian *nose* harus dalam kemampuan kerja dari pegas katup, karena bila tidak, akan terjadi *floating* yang dapat menyebabkan katup bertabrakan dengan piston.

5. *Lift*, adalah tinggi bumbungan yang mengangkat katup, yaitu selisih antara *base circle* dengan tinggi total bumbungan.

2. 6. 3 Faktor-faktor yang Mempengaruhi Kerja *Camshaft*



Gambar 2.10 Bagian-bagian *camshaft*

1. Waktu membuka dan menutup

Adalah waktu pembukaan dan penutupan katup masuk dan katup buang yang diatur oleh bentuk lobe dari *camshaft*. Sedangkan *camshaft* sendiri bergerak secara rotasi yang digerakkan oleh poros engkol. Maka satuan dari waktu buka-tutup katup adalah derajat ($^{\circ}$) poros engkol.

2. Durasi

Adalah lamanya waktu buka-tutup katup dihitung dari awal membuka hingga akhir menutupnya katup. Satuan durasi *camshaft* adalah derajat ($^{\circ}$) poros engkol. Durasi *camshaft* menentukan banyaknya jumlah pemasukan campuran bahan bakar dengan udara dan pembuangan gas sisa pembakaran. Maka semakin besar durasi maka semakin banyak pemasukan campuran bahan bakar dengan udara, dan hal ini akan meningkatkan efisiensi pembakaran pada ruang bakar. Dan pada langkah pembuangan akan berpengaruh dengan terbuangnya gas sisa pembakaran dengan baik.

3. *Overlap*

Adalah kondisi dimana katup masuk dan katup buang terbuka bersamaan. Ini terjadi di akhir langkah pembuangan atau di awal langkah pemasukan, dimana

katup masuk mulai membuka sedangkan katup buang hampir menutup sempurna.

Overlap adalah bagian dari prinsip kerja *engine* 4 langkah dan besarnya dinyatakan dalam derajat ($^{\circ}$). *Overlap* menghasilkan efek pembilasan di ruang bakar yang bertujuan untuk mengefisiensikan jumlah pemasukan campuran udara dengan bahan bakar serta membantu mendorong keluar gas sisa pembakaran menuju saluran buang.

4. *Lobe lift*

Adalah jarak selisih antara jari-jari dasar *camshaft* dengan tinggi *lobe*. Hal ini berperan terhadap jarak main buka-tutup katup. Besaran *lobe lift* dinyatakan dalam satuan mm (millimeter).

5. LSA (*Lobe Separation Angle*)

Adalah angka besaran derajat antara titik tengah dari kedua puncak bubungan *camshaft*. Besaran LSA menentukan besar kecilnya derajat *overlap*. Dimana semakin lebar jarak LSA, maka akan semakin kecil derajat *overlap*, juga sebaliknya semakin sempit jarak LSA, maka derajat *overlap* akan semakin besar.

2.7 **Software LOTUS Engine Simulation**

LOTUS *Engine Simulation* adalah program simulasi yang dapat memprediksi unjuk kerja dari sebuah *engine*. *Software* ini didesain untuk digunakan pada desktop *PC* dengan *Windows NT/98/2000*. Tampilan didasarkan pada standar LOTUS ENGINEERING *software* 'look-and-feel' dan menawarkan intuisi yang sama dengan aplikasi *Windows* lainnya.

Menggunakan program simulasi secara khusus mengikuti beberapa prosedur dibawah ini:

- Merangkai model simulasi dengan memasukkan spesifikasi dimensi *engine* dan *manifold*. Termasuk beberapa data, diantaranya:
 - Diameter silinder, langkah piston dan dimensi batang piston
 - Rasio kompresi

- Ukuran katup dan waktu buka tutup katup
- Aliran fluida pada saluran masuk dan buang
- Dimensi saluran masuk dan buang
- Unjuk kerja turbin dan kompresor
- Kecepatan kerja *engine*
- Data pelepasan panas pada saat pembakaran
- Perbandingan campuran udara dengan bahan bakar serta temperatur dan tekanan udara masuk
- Menggambarkan data spesifikasi *engine* dan kondisi pengujian. Pengguna dapat melihat hasil simulasi dengan menggunakan *Job Status screen*.
- Menghitung hasil untuk data siklus rata-rata seperti, efisiensi volumetris, BSFC, torsi dan daya, serta data *intra-cycle* seperti, tekanan, temperatur, dan laju aliran massa tersedia pada hasil simulasi dengan bentuk grafik.

LOTUS *Engine Simulation* telah diaplikasikan secara ekstensif di dunia luas dan telah divalidasi melalui LOTUS dengan tipe *engine* yang luas. *Software* ini juga mampu mensimulasikan *projected engine system* dan selalu di-update oleh LOTUS *co-operation*.

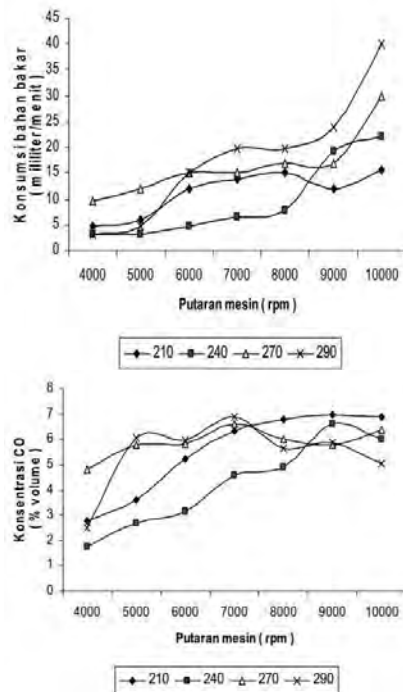
2. 8 Penelitian Terdahulu

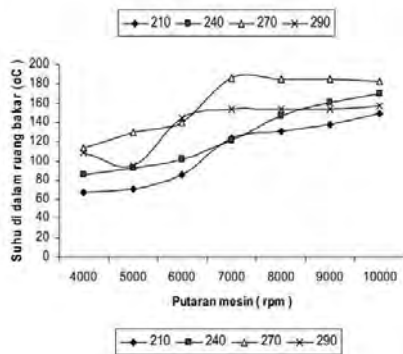
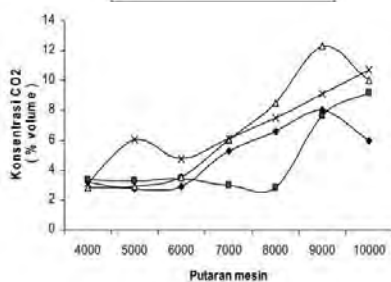
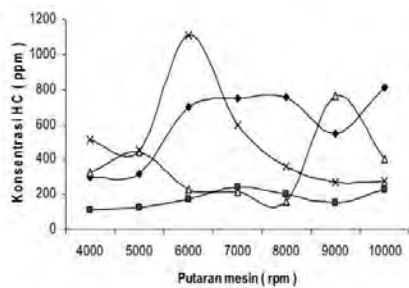
Penelitian yang dilakukan oleh Sukidjo [3] adalah dengan membandingkan variasi durasi *camshaft* terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang pada *engine* bensin satu silinder 110 cc sistem karburator. Variasi durasi yang digunakan adalah 210° (standar), 240°, 270° dan 290°. Pengujian dilakukan pada putaran *engine* 4000 rpm hingga 11.000 rpm. Dan parameter yang diukur diantaranya adalah konsumsi bahan bakar, konsentrasi CO, konsentrasi HC, konsentrasi CO₂, temperatur ruang bakar, daya dan torsi yang dihasilkan.

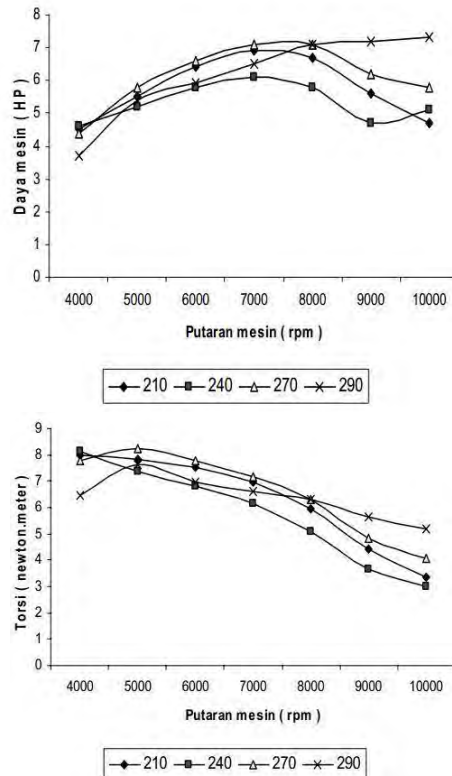
Hasil eksperimental yang diperoleh dari penelitian adalah, konsumsi bahan bakar meningkat seiring dengan meningkatnya durasi *camshaft* pada putaran 10.000 rpm. Emisi karbon monoksida meningkat seiring dengan bertambahnya putaran *engine*, namun mulai menurun pada putaran 7000 rpm, dan konsentrasi CO terkecil

pada durasi *camshaft* 290°. Konsentrasi hidrokarbon paling rendah pada durasi *camshaft* 240°. Konsentrasi karbon dioksida cenderung meningkat seiring dengan bertambahnya putaran *engine* dan bertambahnya durasi *camshaft*, dan konsentrasi CO₂ tertinggi pada durasi *camshaft* 290°. Daya *engine* dan torsi meningkat seiring dengan meningkatnya durasi, dan daya *engine* terbesar adalah 7,3 hp pada putaran 10.000 rpm dengan durasi *camshaft* 290°.

Berikut adalah grafik hasil penelitian Sukidjo [3]:







Gambar 2.11 Grafik hasil eksperimental Sukidjo [3]

Penelitian yang dilakukan oleh Susilo [4] adalah dengan membandingkan variasi LSA (*Lobe Separation Angle*) camshaft terhadap unjuk pada *engine* bensin satu silinder 110 cc sistem karburator. Variasi LSA yang digunakan adalah 95° , 100° , 105° (standar), 110° dan 115° . Pengujian dilakukan pada putaran *engine* 3000 rpm hingga 8500 rpm. Dan parameter yang diukur diantaranya adalah torsi, daya, konsumsi bahan bakar spesifik, tekanan efektif rata-rata dan efisiensi thermal.

Hasil eksperimental yang diperoleh dari penelitian adalah, torsi maksimum terdapat pada LSA 105° (standar) yaitu sebesar 0,88 kgf.m pada putaran *engine* 3500 rpm. Daya maksimum

terdapat pada LSA 95° yaitu sebesar 6,39 PS pada putaran *engine* 6500 rpm. Konsumsi bahan bakar spesifik terendah diperoleh pada LSA 95° yaitu sebesar 0,068 kg/PS.jam pada putaran *engine* 3500 rpm. Tekanan efektif rata-rata maksimum terdapat pada LSA 105° (standar) yaitu sebesar 10,192 kgf/cm² pada putaran 3500 rpm. Dan efisiensi thermal maksimum terletak pada LSA 105° (standar) yaitu sebesar 93,240% pada putaran 3500 rpm.

Berikut adalah data hasil penelitian Susilo [4]:

Putaran (rpm)	Torsi (kgf.m)				
	Standar	LSA 95°	LSA 100°	LSA 110°	LSA 115°
3000	0.83	0.47	0.70	0.56	0.65
3500	0.88	0.87	0.80	0.77	0.80
4000	0.73	0.76	0.71	0.70	0.70
4500	0.69	0.74	0.69	0.67	0.68
5000	0.65	0.70	0.66	0.66	0.65
5500	0.64	0.70	0.67	0.67	0.64
6000	0.67	0.70	0.68	0.68	0.67
6500	0.65	0.68	0.67	0.68	0.65
7000	0.63	0.67	0.64	0.63	0.61
7500	0.60	0.59	0.58	0.61	0.60
8000	0.53	0.51	0.52	0.55	0.51
8500	0.45	0.42	0.43	0.50	0.43

Putaran (rpm)	Daya Efektif (PS)				
	Standar	LSA 95°	LSA 100°	LSA 110°	LSA 115°
3000	3.55	2.03	2.94	2.33	2.73
3500	4.36	4.26	3.75	3.65	3.65
4000	4.15	4.26	3.95	3.95	3.95
4500	4.36	4.66	4.36	4.26	4.36
5000	4.56	4.97	4.66	4.66	4.56
5500	4.97	5.48	5.17	5.17	5.07
6000	5.68	5.98	5.78	5.78	5.68
6500	5.98	6.39	6.08	6.29	5.98
7000	6.19	6.29	6.19	6.29	5.98
7500	6.29	6.19	6.08	6.39	6.29
8000	6.08	5.78	5.89	6.18	5.88
8500	5.48	5.07	5.17	5.88	5.27

Putaran (rpm)	Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (S/c) (kg PS jam)				
	Standar	LSA 95°	LSA 100°	LSA 110°	LSA 115°
3000	0.091	0.142	0.092	0.122	0.132
3500	0.077	0.068	0.085	0.086	0.109
4000	0.086	0.071	0.084	0.091	0.109
4500	0.088	0.089	0.079	0.092	0.104
5000	0.097	0.091	0.083	0.101	0.120
5500	0.109	0.092	0.084	0.105	0.132
6000	0.122	0.105	0.085	0.117	0.131
6500	0.119	0.104	0.102	0.112	0.140
7000	0.136	0.121	0.125	0.132	0.147
7500	0.147	0.140	0.145	0.141	0.149
8000	0.157	0.163	0.160	0.172	0.179
8500	0.201	0.196	0.20	0.190	0.222

Putaran (rpm)	Tekanan Efektif Rata-rata (B_{mep}) (kg/cm ²)				
	Standar	LSA 95°	LSA 100°	LSA 110°	LSA 115°
3000	9.681	5.536	8.018	6.355	7.445
3500	10.192	9.958	8.766	8.532	8.532
4000	8.489	8.714	8.080	8.080	8.080
4500	7.927	8.473	7.927	7.745	7.927
5000	7.462	8.133	7.625	7.625	7.462
5500	7.393	8.152	7.691	7.691	7.542
6000	7.745	8.155	7.881	7.881	7.745
6500	7.527	8.043	7.653	7.917	7.527
7000	7.235	7.352	7.235	7.352	6.990
7500	6.861	6.753	6.633	6.971	6.862
8000	6.218	5.911	6.024	6.320	6.014
8500	5.275	4.880	4.976	5.660	5.073

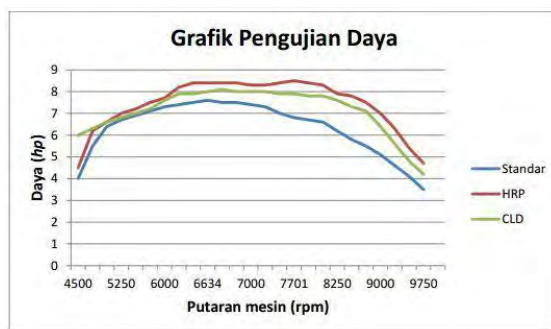
Putaran (rpm)	Efisiensi Thermal (η_{th}) (%)				
	Standar	LSA 95°	LSA 100°	LSA 110°	LSA 115°
3000	79.218	45.300	78.241	58.744	54.339
3500	93.240	91.101	85.001	83.792	66.063
4000	83.528	85.742	86.008	79.281	65.700
4500	81.373	86.972	90.807	77.888	68.854
5000	74.298	80.979	86.746	70.941	59.791
5500	65.889	72.650	85.399	68.414	54.292
6000	58.724	61.826	84.586	61.256	55.004
6500	60.350	64.487	70.692	64.108	51.337
7000	53.013	53.869	57.539	54.585	48.823
7500	48.861	48.084	49.588	51.073	48.235
8000	45.794	43.534	45.024	41.853	40.238
8500	35.699	33.028	34.686	37.757	32.365

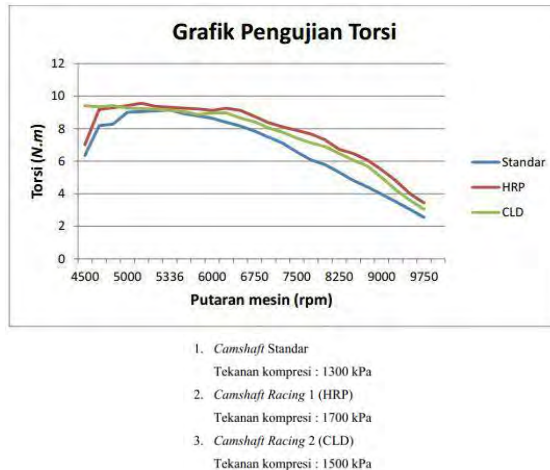
Gambar 2.12 Tabel hasil eksperimental Susilo [4]

Penelitian yang dilakukan oleh Machmud [5] adalah dengan membandingkan *camshaft* standar dengan *racing camshaft* terhadap unjuk pada *engine* bensin satu silinder 125 cc sistem karburator. *Camshaft* standar dengan durasi 213° intake, 214° exhaust, LSA $103,25^{\circ}$ dibandingkan dengan *camshaft* HRP dengan durasi 243° intake, 257° exhaust, LSA $104,5^{\circ}$ dan *camshaft* CLD dengan durasi 243° intake, 262° exhaust, LSA $103,25^{\circ}$. Pengujian dilakukan pada *dynamometer* SD 325 pada putaran *engine* 4500 rpm hingga 9750 rpm. Dan parameter yang diukur diantaranya adalah torsi, daya, dan tekanan kompresi *motoring*.

Hasil eksperimental yang diperoleh dari penelitian Machmud [5] adalah, kedua *racing camshaft* menghasilkan peningkatan daya sebesar 11,84% (HRP) dan 6,57% (CLD). Peningkatan torsi sebesar 4,48% (HRP) dan 2.95% (CLD). Peningkatan tekanan kompresi *motoring* sebesar 30,76% (HRP) dan 15,38% (CLD). Selain itu, letak *peak power* dan *peak torque* yang dihasilkan berubah dari kondisi standar, yaitu *peak power* meningkat dan *peak torque* menurun.

Berikut adalah grafik hasil penelitian Machmud [5]:



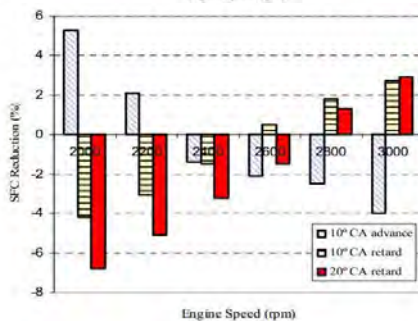
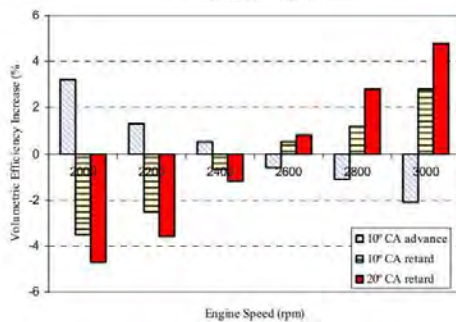
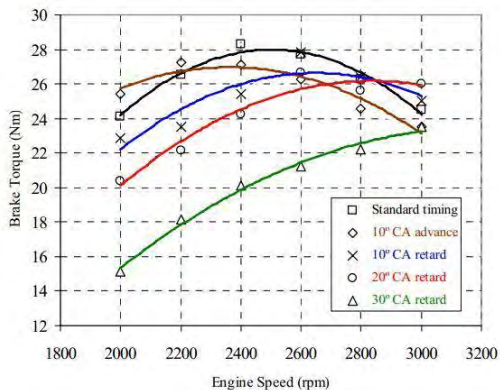


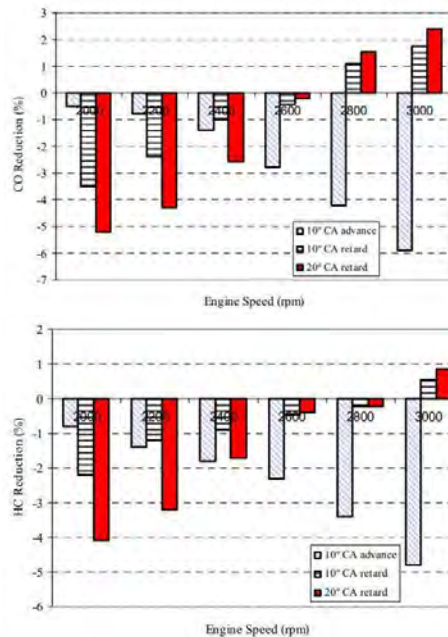
Gambar 2.13 Tabel hasil eksperimental Machmud [5]

Penelitian yang dilakukan oleh CINAR & AKGUN [7] adalah dengan membandingkan variasi waktu penutupan *camshaft* saluran masuk terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang pada *engine* bensin satu silinder 487 cc sistem karburator. Variasi waktu penutupan yang digunakan adalah 38°, 48° (standar), 58°, 68° dan 78° setelah titik mati bawah. Pengujian dilakukan pada putaran *engine* 2000 rpm hingga 3000 rpm. Dan parameter yang diukur diantaranya adalah torsi, efisiensi volumetris, konsumsi bahan bakar spesifik, konsentrasi CO dan HC.

Hasil eksperimental yang diperoleh dari penelitian adalah, efisiensi volumetris dan torsi cenderung turun dan konsumsi bahan bakar spesifik meningkat seiring dengan meningkatnya waktu penutupan katup masuk lebih dari 30° dari spesifikasi standar pada putaran rendah ke putaran tinggi. Konsentrasi CO dan HC menurun hanya pada saat putaran tinggi.

Berikut adalah grafik hasil penelitian CINAR & AKGUN [7]:





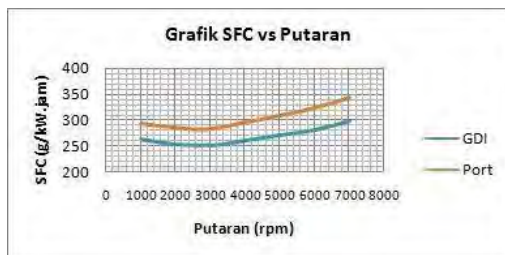
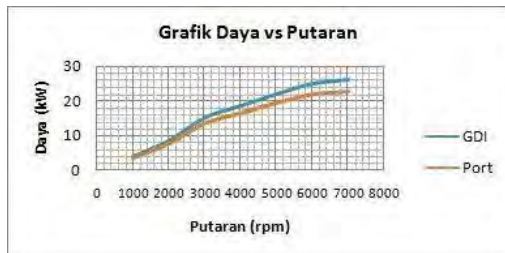
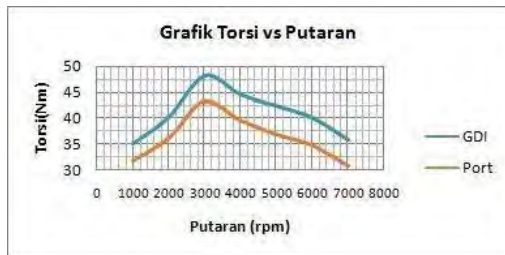
Gambar 2.14 Grafik hasil eksperimental CINAR & AKGUN [7]

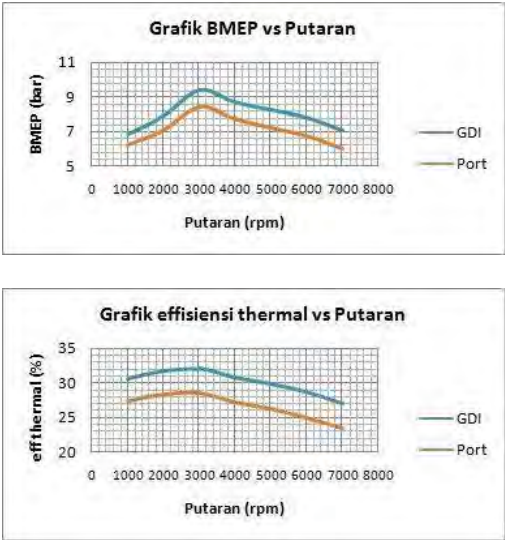
Penelitian yang dilakukan oleh Adi [8] adalah dengan membandingkan hasil unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc sistem *port injection* dengan *direct injection* menggunakan metode simulasi LOTUS *Engine Simulation*. *Engine* SINJAI dengan sistem *port injection* didesain ulang menjadi sistem *direct injection*, perubahan desain utamanya pada bagian kepala silinder, yaitu dengan menambahkan lubang untuk meletakkan injektor di ruang bakar.

Dari perancangan dan penelitian ini didapatkan pemodelan *engine* SINJAI 650 cc dengan sistem pemasukan bahan bakar secara *direct injection* menghasilkan unjuk kerja yang lebih baik dari *engine* SINJAI 650 cc dengan sistem pemasukan bahan bakar *port injection* baik secara eksperimen maupun simulasi. Dari hasil simulasi pada sistem *direct injection* menghasilkan daya maksimal sebesar 25,33 kW/7000 rpm, torsi maksimal sebesar 48,27 kW/3000 rpm, bmep maksimal sebesar 9,42 bar/3000 rpm, sfc minimum

sebesar 251,49 g/kW.jam pada 3000 rpm, efisiensi thermal sebesar 32,03% pada 3000 rpm. Sedangkan pada sistem *port injection* menghasilkan daya maksimal sebesar 2,60 kW/7000 rpm, torsi maksimal sebesar 43,26 kW/3000 rpm, bmep maksimal sebesar 8,44 bar/3000 rpm, sfc minimum sebesar 282,78 g/kW.jam pada 3000 rpm, efisiensi thermal sebesar 28,49% pada 3000 rpm.

Berikut adalah grafik hasil penelitian Adi [8]:





Gambar 2.15 Grafik hasil simulasi Adi [8]

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

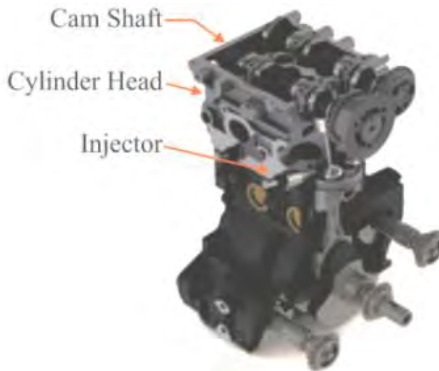
Penelitian ini akan dilakukan dengan menggunakan metode simulasi dan eksperimental. Simulasi menggunakan *software* LOTUS *Engine Simulation* dengan desain *engine* SINJAI dua silinder empat langkah 650cc *double overhead camshaft direct injection* dan akan memvariasikan besaran durasi *camshaft*. Besaran durasi yang divariasikan adalah 208°, 218°, 228°, 238°, 248° (standar), 258°, 268° dan 278°. Hasil besaran durasi *camshaft* terbaik dari simulasi akan dibuat dan dilakukan uji coba pada *engine* SINJAI. Proses simulasi dan pengujian akan dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB), Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Hasil yang diharapkan dari penelitian adalah untuk mendapatkan besaran durasi *camshaft* yang menghasilkan unjuk kerja terbaik yang dinyatakan dalam: torsi, daya, tekanan efektif rata-rata, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi thermal, efisiensi volumetris dan emisi gas buang.

3.1 Engine yang Digunakan

Berikut spesifikasi dasar *engine* SINJAI 650 cc yang akan menjadi acuan dalam proses penelitian:

- Model : SINJAI
- Jumlah silinder : 2 silinder segaris
- Konfigurasi : *Double overhead camshaft*
- Sistem pemasukan bb : *Direct injection*
- Pendinginan *engine* : Pendingin cairan
- Diameter x langkah : 76 x 71 mm
- Rasio kompresi : 9,0 : 1
- Daya maksimum : 18 kW / 4500 rpm
- Torsi maksimum : 49 N.m / 3300 rpm
- Putaran idle : 900 ± 50 rpm
- Volume langkah : 0,322 liter per silinder

- Valve timing
 - Katup IN membuka : 25° BTDC
 - Katup IN menutup : 43° ABDC
 - Katup EX membuka : 53° BBDC
 - Katup EX menutup : 15° ATDC
 - Celah katup masuk : $0,15 \pm 0,2$ mm (*cold*)
 $0,09 \pm 0,2$ mm (*hot*)
 - Celah katup buang : $0,25 \pm 0,2$ mm (*cold*)
 $0,18 \pm 0,2$ mm (*hot*)

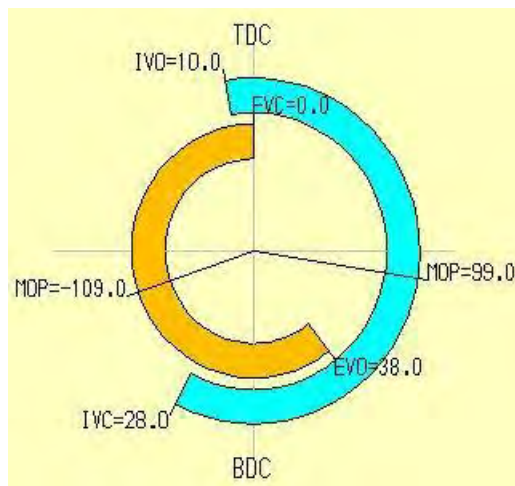


Gambar 3.1 Engine SINJAI 650 cc DOHC direct injection

3.2 Variasi Durasi Camshaft

Pada penelitian kali ini, desain *camshaft* akan dilakukan penambahan durasi pada saat sebelum katup membuka dan setelah katup menutup. Penambahan durasi dilakukan secara simetri, yaitu dengan penambahan durasi sebesar 5° poros engkol pada *cam* saluran masuk dan *cam* saluran buang. Hal ini bertujuan supaya tidak merubah sudut LSA (*Lobe Separation Angle*) standar yang bernilai 104° .

3. 2. 1 *Camshaft 218°*

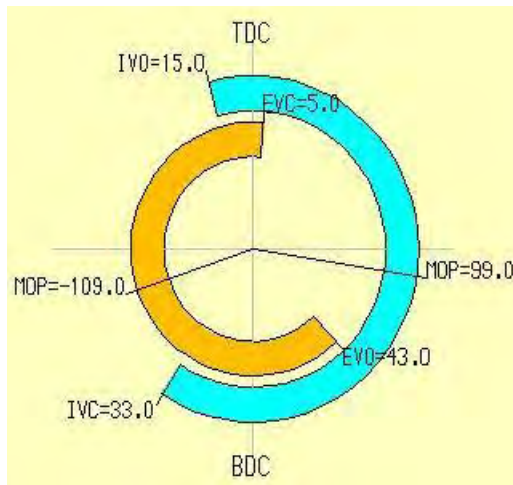


Gambar 3.2 *Camshaft 218°*

Keterangan:

Katup masuk membuka	: 25° sebelum TMA
Katup masuk menutup	: 43° setelah TMB
Katup buang membuka	: 53° sebelum TMB
Katup buang menutup	: 15° setelah TMA
<i>Overlap</i>	: 40°
Sudut LSA	: 104°

3. 2. 2 *Camshaft 228°*

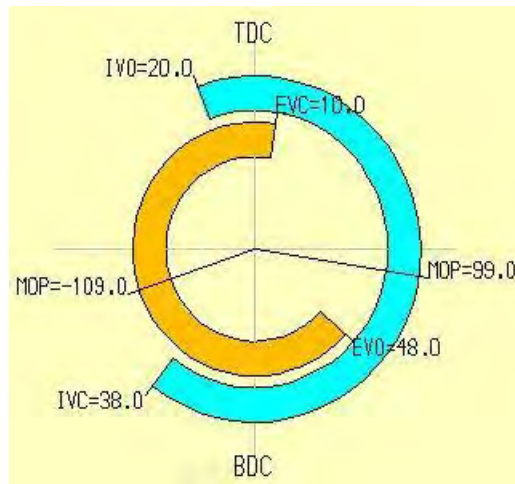


Gambar 3.3 Camshaft 228°

Keterangan:

Katup masuk membuka	: 25° sebelum TMA
Katup masuk menutup	: 43° setelah TMB
Katup buang membuka	: 53° sebelum TMB
Katup buang menutup	: 15° setelah TMA
Overlap	: 40°
Sudut LSA	: 104°

3. 2. 3 Camshaft 238°

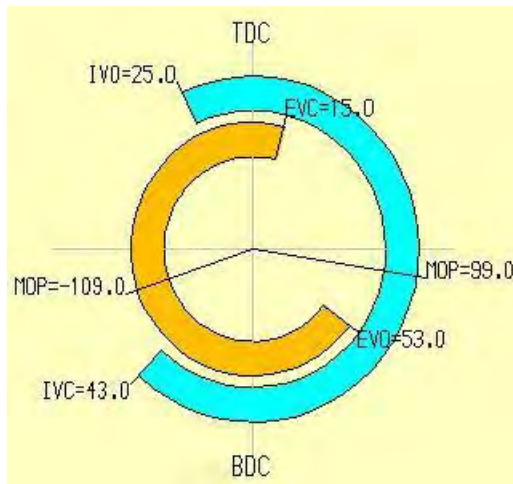


Gambar 3.4 Camshaft 238°

Keterangan:

Katup masuk membuka	: 25° sebelum TMA
Katup masuk menutup	: 43° setelah TMB
Katup buang membuka	: 53° sebelum TMB
Katup buang menutup	: 15° setelah TMA
Overlap	: 40°
Sudut LSA	: 104°

3. 2. 4 *Camshaft 248° (standar)*

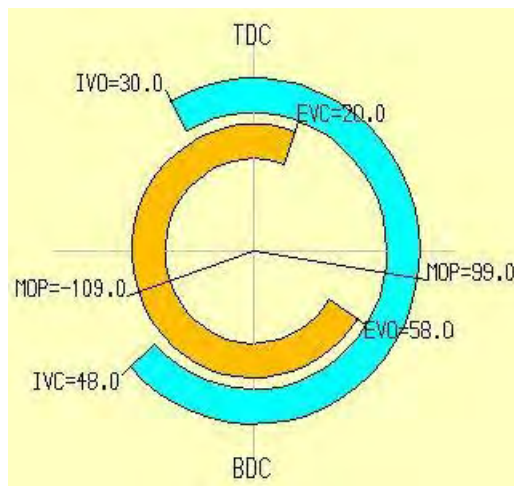


Gambar 3.5 *Camshaft 248° (standar)*

Keterangan:

Katup masuk membuka	: 25° sebelum TMA
Katup masuk menutup	: 43° setelah TMB
Katup buang membuka	: 53° sebelum TMB
Katup buang menutup	: 15° setelah TMA
<i>Overlap</i>	: 40°
Sudut LSA	: 104°

3. 2. 5 Camshaft 258°

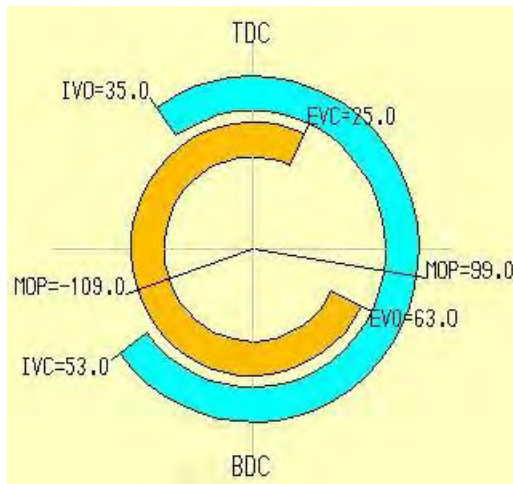


Gambar 3.6 Camshaft 258°

Keterangan:

Katup masuk membuka	: 30° sebelum TMA
Katup masuk menutup	: 48° setelah TMB
Katup buang membuka	: 58° sebelum TMB
Katup buang menutup	: 20° setelah TMA
Overlap	: 50°
Sudut LSA	: 104°

3. 2. 6 *Camshaft 268°*

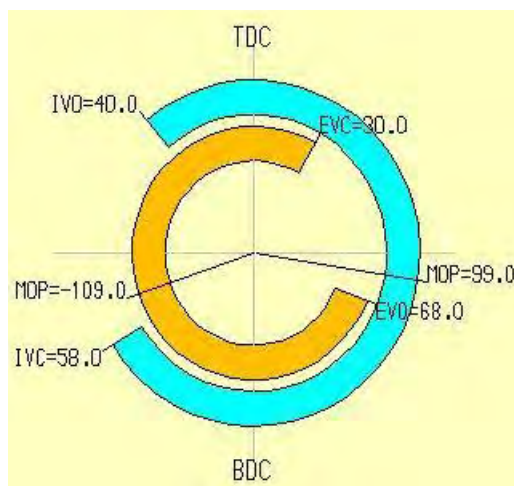


Gambar 3.7 *Camshaft 268°*

Keterangan:

Katup masuk membuka	: 35° sebelum TMA
Katup masuk menutup	: 53° setelah TMB
Katup buang membuka	: 63° sebelum TMB
Katup buang menutup	: 25° setelah TMA
<i>Overlap</i>	: 60°
Sudut LSA	: 104°

3. 2. 7 Camshaft 278°



Gambar 3.8 Camshaft 278°

Keterangan:

Katup masuk membuka	: 40° sebelum TMA
Katup masuk menutup	: 58° setelah TMB
Katup buang membuka	: 68° sebelum TMB
Katup buang menutup	: 30° setelah TMA
Overlap	: 70°
Sudut LSA	: 104°

3. 3 Pengujian dengan Metode Simulasi

3. 3. 1 Software yang Digunakan Untuk Analisis

Simulasi numerik akan dilakukan dengan *software* pembantu yaitu LOTUS *Engine Simulation* (LES). Berfungsi untuk mendapatkan nilai dari unjuk kerja dan besaran durasi *camshaft* optimum tanpa adanya keterbatasan dari alat eksperimen.

3. 3. 2 Alur Penelitian dengan Simulasi

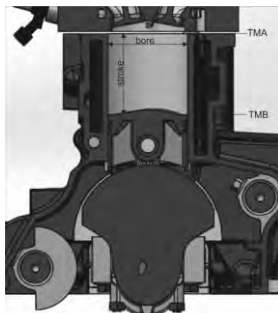
Langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian ini adalah:

1. Studi literatur. Studi literatur dilakukan untuk memberikan pemahaman teoritis yang komprehensif kepada penulis serta menyediakan data-data yang dibutuhkan sebagai fondasi dan langkah awal penelitian.
2. Pengukuran dimensi *engine*. Pengukuran dimensi *engine* akan digunakan sebagai referensi simulasi pada LOTUS *Engine Simulation*.
3. Simulasi kinerja *engine*. Simulasi menggunakan LOTUS *Engine Simulation* dengan memvariasikan besaran durasi *camshaft*.
4. Membandingkan hasil simulasi. Membandingkan hasil unjuk kerja terbaik dari masing-masing *camshaft*.
5. Validasi hasil numerik dengan eksperimental. Membandingkan hasil simulasi numerik dengan pekerjaan eksperimental menggunakan desain *camshaft* yang terbaik.
6. Analisa dan pembahasan. Melakukan analisa dan pembahasan dari hasil yang diperoleh.
7. Kesimpulan. Mengambil kesimpulan berdasarkan hasil analisa dan pembahasan.
8. Pembuatan laporan akhir penelitian

3. 3. 3 Pengukuran Dimensi *Engine*

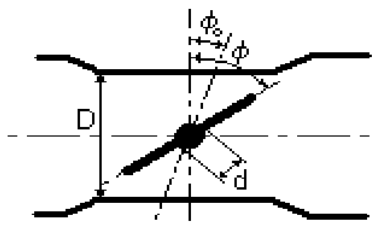
Pengukuran dimensi *part engine* dilakukan untuk memperoleh data *input* yang akan dimasukkan kedalam *software* LOTUS *Engine Simulation*. Berikut adalah beberapa *part* yang diukur untuk keperluan data *input*:

1. *Slider crank*



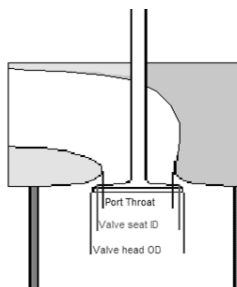
Gambar 3.9 Dimensi slider crank

2. *Intake Throttle*



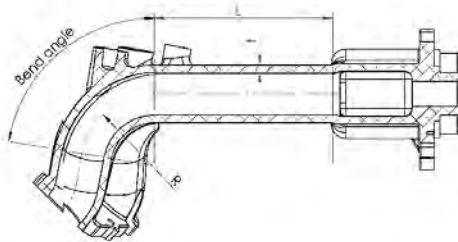
Gambar 3.10 Dimensi intake throttle

3. *Valve port*



Gambar 3.11 Dimensi valve port

4. *Bend/straight pipe*

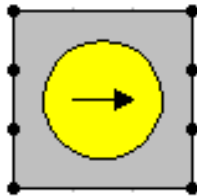


Gambar 3.12 Dimensi *Bend/straight pipe*

3. 3. 4 **Pemodelan dengan LOTUS Engine Simulation**

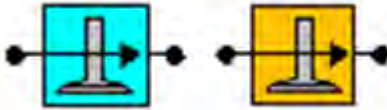
Pada pemodelan dengan LOTUS Engine Simulation, yang pertama kali dilakukan adalah dengan memasukkan sejumlah komponen engine, diantaranya *fuel*, *inlet/outlet*, *bend & straight pipe*, *intake & exhaust valve port*, *valve mechanism* dan *cylinder* kedalam *main windows*. Komponen-komponen tersebut disusun secara seri dan berurutan mulai dari *inlet* hingga *outlet*, serta tidak lupa menginputkan dimensi yang telah diukur sebelumnya.

1. Memasukkan komponen *cylinder* kedalam *main windows* LOTUS Engine Simulation, kemudian memasukkan *data input* seperti *bore* (mm), *stroke* (mm), *con-rod length* (mm), *pin off-set* (mm), *compression ratio* dan *combustion model*.



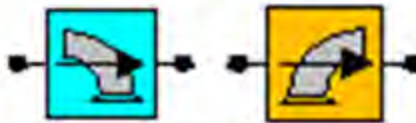
Gambar 3.13 Simbol *cylinder* pada LES

2. Memasukkan komponen *intake* dan *exhaust valve* kedalam *main windows* LOTUS Engine Simulation, kemudian memasukkan *data input* seperti *valve open* (deg), *valve close* (deg), *dwell at max* (deg) dan *max lift* (mm).



Gambar 3.14 Simbol *intake* dan *exhaust valve* pada LES

3. Memasukkan komponen *intake* dan *exhaust port* kedalam *main windows* LOTUS *Engine Simulation*, kemudian memasukkan *data input* seperti *throat diameter* (mm).



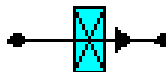
Gambar 3.15 Simbol *intake* dan *exhaust port* pada LES

4. Memasukkan komponen *intake* dan *exhaust plenum* kedalam *main windows* LOTUS *Engine Simulation*, kemudian memasukkan *data input* seperti *volume* (litres), *surface area* (mm²) dan *wall temperature* (°C).



Gambar 3.16 Simbol *intake* dan *exhaust plenum* pada LES

5. Memasukkan komponen *intake throttle* kedalam *main windows* LOTUS *Engine Simulation*, kemudian memilih *throttle type* yang akan disimulasikan, dalam hal ini digunakan *type butterfly*, kemudian memasukkan *data input* seperti *throttle diameter* (mm), *closed angle* (deg), *throttle angle* (deg) dan *pindle diameter* (mm).



Gambar 3.17 Simbol *intake throttle* pada LES

6. Memasukkan komponen *straight pipe* kedalam *main windows* LOTUS *Engine Simulation*, kemudian memasukkan data input seperti *total length* (mm), *start diameter* (mm), *end diameter* (mm) dan *wall material*.



Gambar 3.18 Simbol *straight pipe* pada LES

7. Memasukkan komponen *bend pipe* kedalam *main windows* LOTUS *Engine Simulation*, kemudian memasukkan data input seperti *total length* (mm), *start diameter* (mm), *end diameter* (mm), *bend angle* (deg) dan *bend radius* (deg).



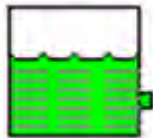
Gambar 3.19 Simbol *bend pipe* pada LES

8. Memasukkan komponen *default inlet* dan *exit* kedalam *main windows* LOTUS *Engine Simulation*, pilih *boundary* data kemudian memasukkan data input seperti nilai tekanan dan *temperature ambient* pada setiap putaran engine.



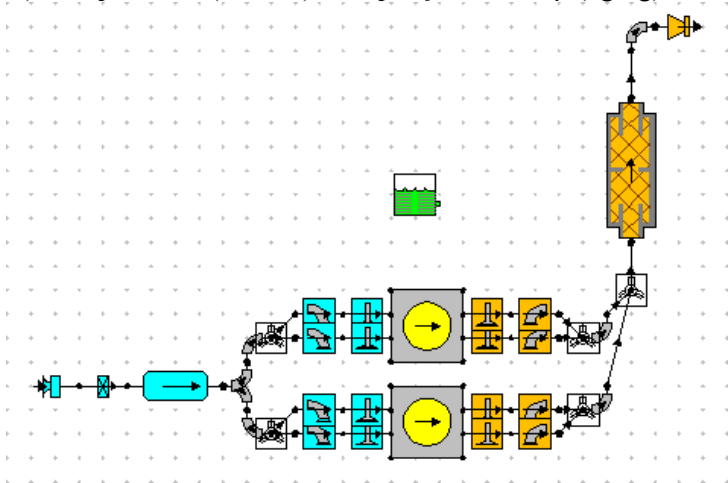
Gambar 3.20 Simbol *default inlet* dan *exit* pada LES

9. Memilih komponen bahan bakar pada *main windows* LOTUS *Engine Simulation*, kemudian untuk merubah data input dari bahan bakar dipilih *fuel type*, *user defined*. Masukkan data input bahan bakar seperti *calorific value* (kJ/kg), *density* (kg/litre) dan *H/C ratio fuel* (molar).



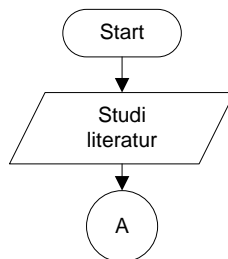
Gambar 3.21 Simbol bahan bakar pada LES

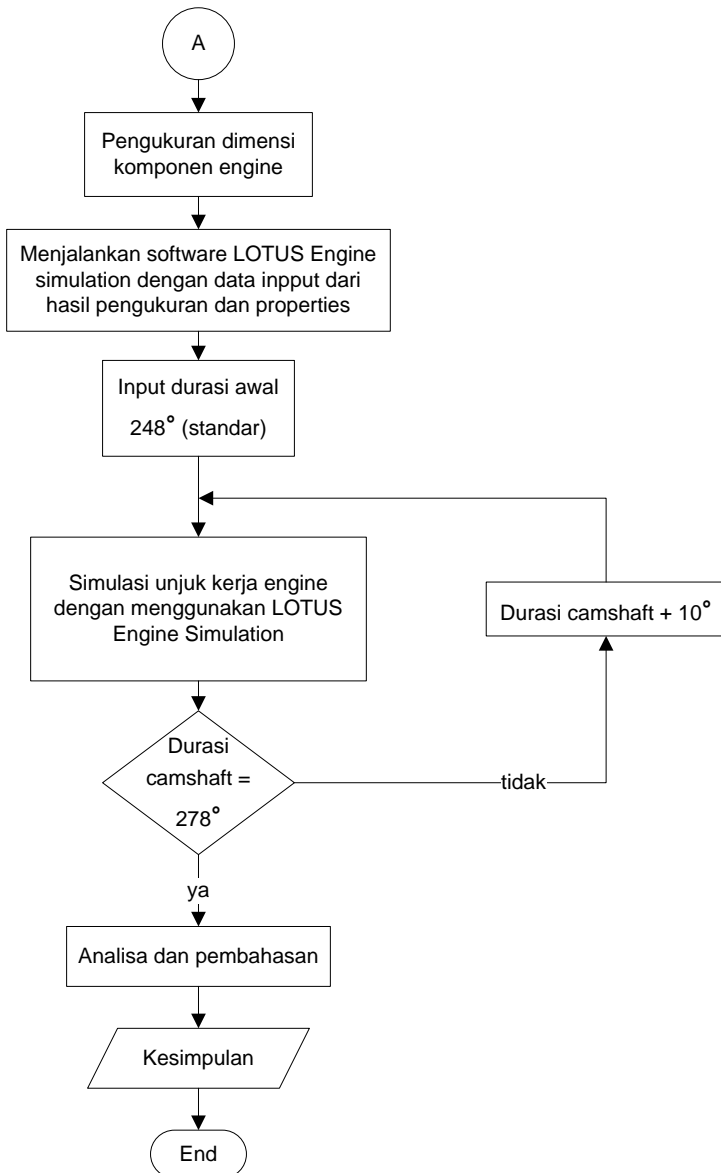
10. Untuk memilih data *steady state* maka dipilih data, *test conditions*, *steady state create wizard*. Kemudian memasukkan data inputan seperti *ambient air pressure* (bar abs), *ambient air temperature* ($^{\circ}\text{C}$), *inlet pressure* (bar abs), *inlet temperature* ($^{\circ}\text{C}$), *exit pressure* (bar abs) dan *specific humidity* (kg/kg).



Gambar 3.22 Skema pemodelan pada *LOTUS Engine Simulation*

3. 3. 5 *Flowchart* Penelitian dengan Simulasi





Gambar 3.23 Flowchart simulasi

3. 4 Pengujian dengan Metode Eksperimental

3. 4. 1 Pengujian Unjuk Kerja *Engine*

Pengujian akan dilakukan pada *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port injection* dengan putaran *engine* bervariasi. Tempat pengujian akan dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB), Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

3. 4. 2 Alat Uji

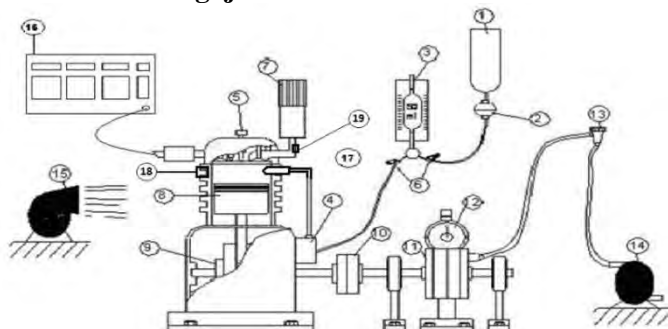
Peralatan uji yang akan digunakan dalam penelitian ini antara lain sebagai berikut:

1. *Engine* SINJAI 650cc dua silinder SOHC *port injection*
2. *Waterbrake dynamometer*
3. *Blower*
4. Pompa air
5. *Stopwatch*
6. Tabung ukur bahan bakar
7. *Tachometer*
8. *Exhaust gas analyzer*

3. 4. 3 Bahan Bakar

Bahan bakar yang akan digunakan untuk pengujian adalah bahan bakar bensin jenis premium yang diproduksi oleh PERTAMINA dan dijual bebas dipasaran.

3. 4. 4 Skema Pengujian



Gambar 3.24 Skema pengujian

Keterangan:

- | | |
|-----------------------------------|---------------------------------|
| 1. Tangki bahan bakar | 12. Pembaca torsi |
| 2. Filter bahan bakar | 13. <i>Load valve</i> |
| 3. Gelas ukur | 14. Pompa air |
| 4. Pompa bahan bakar | 15. <i>Blower</i> |
| 5. <i>Spark plug</i> | 16. <i>Gas analyzer</i> |
| 6. <i>Katup bahan bakar</i> | 17. <i>Injector</i> |
| 7. <i>Filter udara</i> | 18. <i>Sensor</i> pembaca |
| 8. Piston | <i>temperatur</i> |
| 9. Poros engkol | 19. <i>Sensor</i> pembaca debit |
| 10. <i>Fix coupling</i> | <i>udara</i> masuk |
| 11. <i>Waterbrake dynamometer</i> | |

3. 4. 5 Prosedur Pengujian

Pada penelitian kali ini, pengujian akan dilakukan dengan menggunakan *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port injection*. Pengujian akan dilakukan pada kondisi katup kupu-kupu terbuka penuh (*full open throttle*). Untuk mendapatkan hasil pengujian yang tepat dan akurat, ada beberapa langkah yang harus dilakukan yaitu:

A. Persiapan Pengujian

1. Melakukan pemeriksaan terhadap kondisi fisik *engine*, minyak pelumas, sistem pendingin, sistem pemasukan bahan bakar dan sistem kelistrikan.
2. Memeriksa kondisi air yang digunakan untuk pembebanan *waterbrake dynamometer*.
3. Pengecekan terhadap alat ukur yang akan digunakan.
4. Mempersiapkan alat tulis untuk pengambilan data.

B. Pengujian *Engine* pada *Waterbrake Dynamometer*

Percobaan akan dilakukan pada putaran *engine* yang bervariasi mulai dari 5000 rpm hingga 2000 rpm. Pengaturan putaran *engine* dilakukan melalui pembebanan *waterbrake dynamometer* yang dikopel dengan poros *engine* SINJAI dengan menggunakan air yang disirkulasikan. Berikut adalah langkah-langkah yang akan dilakukan:

1. Menghidupkan *engine* SINJAI pada putaran *idle* (± 950 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi *temperature* kerja optimum.
2. Membuka katup kupu-kupu hingga terbuka penuh (*full open throttle*). Pada kondisi ini, *engine* akan berputar pada putaran maksimum. Selama putaran maksimum, beban air tidak dialirkan ke *waterbrake dynamometer*.
3. Beban air dialirkan ke *waterbrake dynamometer* hingga menyebabkan putaran *engine* turun.
4. Pengambilan data dilakukan ketika putaran *engine* stabil. Data yang diperoleh diantaranya, data putaran *engine* (rpm), torsi (lbf.ft), waktu konsumsi bahan bakar (ml/second), emisi CO (% volume), emisi CO₂ (% volume), emisi HC (% volume), lambda (λ), temperatur gas buang ($^{\circ}\text{C}$), temperatur *engine* ($^{\circ}\text{C}$) dan temperatur oli ($^{\circ}\text{C}$).
5. Setelah pengambilan data selesai, beban yang dialirkan ditambah ke *waterbrake dynamometer* sehingga putaran *engine* akan turun kembali. Putaran *engine* yang diharapkan adalah 5000 rpm, 4500 rpm, 4000 rpm, 3500 rpm, 3000 rpm, 2500 rpm dan 2000 rpm dengan cara mengontrol aliran air yang melewati *waterbrake dynamometer*.
6. Pada setiap penurunan putaran *engine* dilakukan pengambilan data seperti pada point 4 (empat). Dan pengambilan data harus pada kondisi putaran *engine* yang stabil.
7. Lakukan kegiatan *point* 1 (satu) sampai 6 (enam) dengan menggunakan *camshaft* standar dan *camshaft* terbaik hasil simulasi.

C. Akhir pengujian

1. Pengujian berakhir setelah semua data diperoleh dari hasil percobaan *camshaft* standar dan *camshaft* terbaik hasil simulasi.
2. Setelah pengujian selesai, katup pembebanan air di *waterbrake dynamometer* diturunkan secara perlahan.

3. Putaran *engine* diturunkan hingga *idle* (± 950 rpm).
4. Pada kondisi *idle*, *engine* dibiarkan hidup sekitar lima menit sebelum dimatikan.
5. *Blower* dihidupkan untuk mempercepat pendinginan *engine*.

3. 4. 6 Rancangan Pengujian

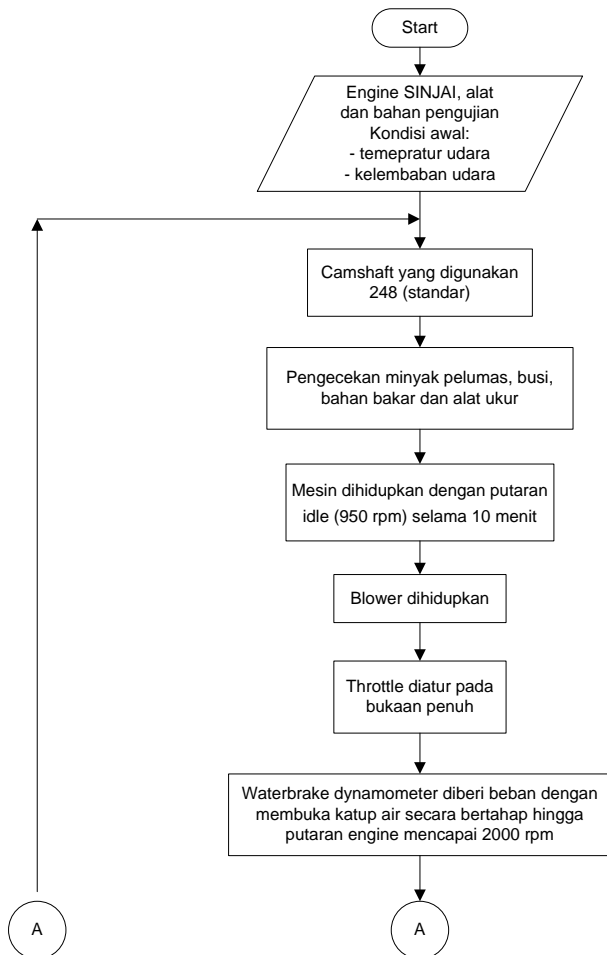
Pada penelitian ini ditetapkan beberapa parameter *input* dan *output* sehingga hasil dari penelitian diharapkan sesuai dengan yang diharapkan.

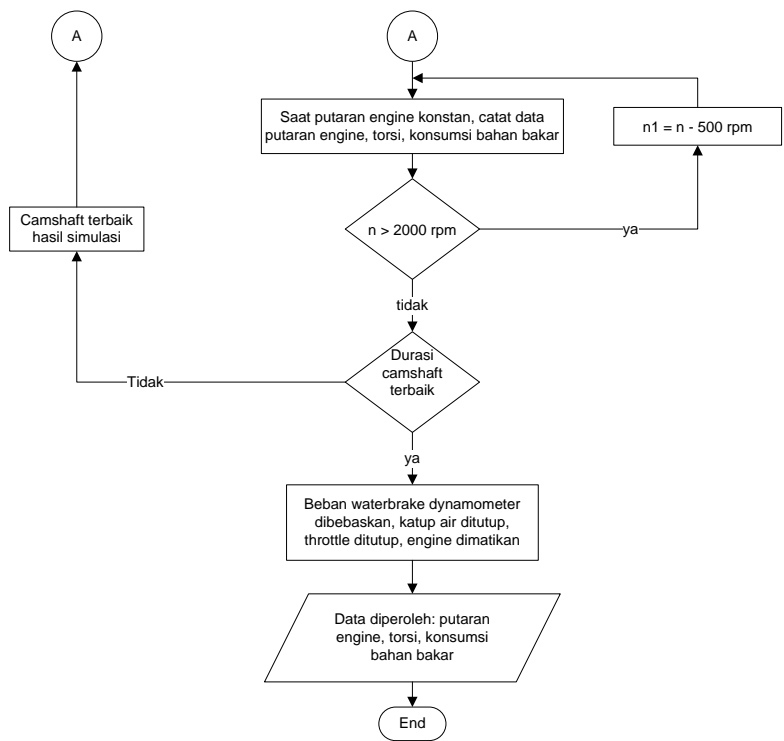
Adapun beberapa perancangan penelitian akan disajikan dalam tabel berikut:

Tabel 3.1 Parameter *input* dan *output* eksperimen

Parameter <i>Input</i>		Parameter <i>Output</i>	
Tetap	Berubah	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none"> • Engine SINJAI 650 cc SOHC <i>port injection</i> • Properties bahan bakar (bensin) 	<ul style="list-style-type: none"> • Durasi <i>camshaft</i> <ul style="list-style-type: none"> - 228° - 248° (standar) • Putaran <i>engine</i> (rpm) <ul style="list-style-type: none"> - 2000 - 2500 - 3000 - 3500 - 4000 - 4500 - 5000 	<ul style="list-style-type: none"> • Torsi (N.m) • Emisi gas buang: <ul style="list-style-type: none"> - CO - HC - CO₂ • \dot{m} bahan baka • \dot{m} udara • temperatur operasional 	<ul style="list-style-type: none"> • bmep (kPa) • <i>afr</i> • Daya (kW) • bsfc • η thermal • η volumetri

3. 4. 7 Flowchart Pengujian Eksperimental



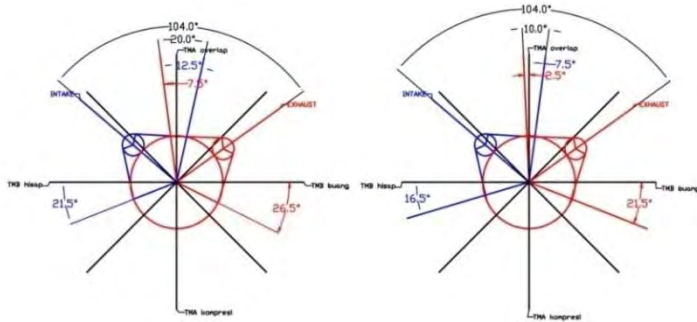


Gambar 3.25 *Flowchart* eksperimen

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dijelaskan tentang penelitian yang telah dilakukan. Penelitian ini menggunakan *engine* SINJAI 650 cc *fuel injection*. Parameter yang dilakukan selama pengambilan data adalah variasi durasi *camshaft* terhadap unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc. variasi durasi yang dilakukan adalah 218° , 228° , 238° , 248° (standar), 258° , 268° , 278° .

4.1 Bentuk Desain *Camshaft* Standar dan *Camshaft* Modifikasi



Gambar 4.1 Bentuk Desain *Camshaft* Standar dan *Camshaft* Modifikasi

Keterangan *camshaft* standar:

Katup IN membuka : 25° sebelum TMA
 Katup IN menutup : 43° setelah TMB
 Katup EX membuka : 53° sebelum TMB
 Katup EX menutup : 15° setelah TMA
 Overlap : 40°
 Sudut LSA : 104°

Keterangan *camshaft* modifikasi:

Katup IN membuka : 15° sebelum TMA
 Katup IN menutup : 33° setelah TMB
 Katup EX membuka : 43° sebelum TMB
 Katup EX menutup : 5° setelah TMA
 Overlap : 40°
 Sudut LSA : 104°

4.2 Pembahasan Metode Simulasi

4.2.1 Data *Input* untuk Metode Simulasi

Sebelum melakukan simulasi permorma *engine* SINJAI 650 cc, terlebih dahulu mendapatkan ukuran dimensi sejumlah komponen *engine* dengan cara pengukuran. Hasil pengukuran komponen *engine* tersebut akan dijadikan parameter *input* pada metode simulasi. Berikut adalah sejumlah ukuran parameter yang diinputkan pada metode simulasi:

1. Komponen *inlet*
2. Komponen *engine*
3. Komponen *exhaust*
4. Komponen properties bahan bakar

Tabel 4.1 Data komponen *inlet*

<i>Intake Throttle</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Throttle tipe</i>	<i>Butterfly</i>	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Throttle dia (mm)</i>	51	Pengukuran
<i>Closed angle (deg)</i>	10°	Pengukuran
<i>Throttle angle (deg)</i>	90°	Pengukuran
<i>Spindle dia (mm)</i>	9	Pengukuran
<i>Intake Port</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>No. of valve</i>	2	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Valve throat dia (mm)</i>	24 (untuk DOHC) 27.4 (untuk SOHC)	Pengukuran
<i>Port tipe</i>	<i>Default good port</i>	<i>Default</i>
<i>Intake Valve</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Valve open (deg)</i>	10°, 15°, 20°, 25° (standar), 30°, 35°, 40°	Sesuai spesifikasi dan variasi yang akan dilakukan
<i>Valve close (deg)</i>	28°, 33°, 38°, 43° (standar), 48°, 53°,	Sesuai spesifikasi dan variasi yang

	58°	akan dilakukan
<i>Dwell at max (deg)</i>	0	-
<i>Max lift (mm)</i>	7.8	Pengukuran
<i>MOP (deg)</i>	105	Nilai tengah durasi
<i>Opening lash (mm)</i>	0	-
<i>Closing lash (mm)</i>	0	-

Tabel 4.2 Data komponen engine

Cylinder		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Bore (mm)</i>	76	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Stroke (mm)</i>	71	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Cyl. Swept vol (l)</i>	0.32209	Kalkulasi LES
<i>Tot. Swept vol. (l)</i>	0.64418	Kalkulasi LES
<i>Con. Rod length (mm)</i>	115.6	Pengukuran
<i>Pin off-set (mm)</i>	0	Pengukuran
<i>Compression ratio</i>	10.0 (untuk DOHC) 9.0 (untuk SOHC)	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Clereance vol. (l)</i>	0.035788	Kalkulasi LES
<i>Phase (ATDC)</i>	0 dan 360	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Piston mass (kg)</i>	0.21	Pengukuran
<i>Piston-pin mass (kg)</i>	0.05	Pengukuran
<i>Con-rod rot Mass (kg)</i>	0.7	Pengukuran
<i>Con-rod recip. Mass (kg)</i>	1.0644	Pengukuran
<i>Motion type</i>	<i>Std Crank Slider</i>	<i>Default</i>
Combustion Model : Single Wiebe		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>A constant</i>	5	<i>User defined</i>
<i>M constant</i>	2	<i>User defined</i>

<i>Open Cycle HT : Woschni</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>A constant</i>	3.26	<i>User defined</i>
<i>B constant</i>	9.120	<i>User defined</i>
<i>C constant</i>	0.8340	<i>User defined</i>
<i>SR constant</i>	0.00	<i>User defined</i>
<i>Closed Cycle HT : Woschni</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>A constant</i>	3.260	<i>Default</i>
<i>B constant</i>	4.560	<i>Default</i>
<i>C constant</i>	0.6160	<i>Default</i>
<i>D constant</i>	3.2400e-003	<i>Default</i>
<i>G constant</i>	1.330	<i>Default</i>
<i>SR constant</i>	0.00	<i>Default</i>
<i>Surface Area : Default Value for Surface Area</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Cyl Head Area/Bore Area</i>	1.200	<i>Default</i>
<i>Piston Area/Bore Area</i>	1.100	<i>Default</i>
<i>Exposed Liner Length at TDC (mm)</i>	8.88	<i>Default</i>
<i>No. of Liner Segements</i>	20	<i>Default</i>
<i>Surface Temperatur : Define Material and Coolant Properties</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Head</i>	<i>Aluminium</i>	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Piston</i>	<i>Aluminium</i>	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Liner</i>	<i>Ferro Casting Ductile</i>	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Scavenge-Cylinder : Perfect Displacement Scavenging Model</i>		

Tabel 4.3 Data komponen *exhaust*

<i>Exhaust Port</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>No. of valve</i>	2	Sesuai spesifikasi SINJAI
<i>Valve throat dia (mm)</i>	19 (untuk DOHC) 24.8 (untuk SOHC)	Pengukuran
<i>Port tipe</i>	<i>Default good port</i>	<i>Default</i>
<i>Exhaust Valve</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Valve open (deg)</i>	38°, 43°, 48°, 53° (standar), 58°, 63°, 68°	Sesuai spesifikasi dan variasi yang akan dilakukan
<i>Valve close (deg)</i>	0°, 5°, 10°, 15° (standar), 20°, 25°, 30°	Sesuai spesifikasi dan variasi yang akan dilakukan
<i>Dwell at max (deg)</i>	0	-
<i>Max lift (mm)</i>	7.8	Pengukuran
<i>MOP (deg)</i>	105	Nilai tengah durasi

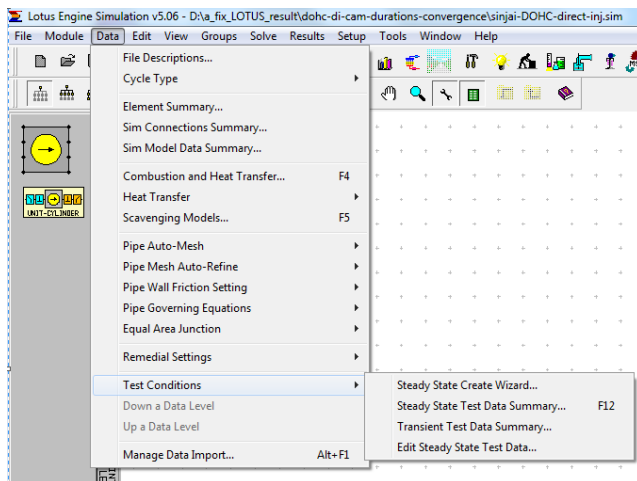
Tabel 4.4 Data komponen properties bahan bakar

Fuel and Fuel System		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Fuel system</i>	<i>Direct injection (DOHC)</i> <i>Port Injection (SOHC)</i>	Spesifikasi SINJAI
<i>Fuel type</i>	<i>Gasoline</i>	Spesifikasi SINJAI
<i>Calorific value (kJ/kg)</i>	43000.0	<i>Default</i>
<i>Density (kg/litre)</i>	0.7500	<i>Default</i>
<i>H/C ratio fuel (molar)</i>	1.8000	<i>Default</i>
<i>O/C ratio fuel (molar)</i>	0.000	<i>Default</i>
<i>Molecular mass (kg/k.mol)</i>	114.230	<i>Default</i>
<i>Maldistribution factor</i>	1.000	<i>Default</i>

4. 2. 2 Data Kondisi Pengujian

Simulasi dilakukan dengan kondisi *steady state* sesuai standart *default* dengan data *input engine* SINJAI 650 cc dengan bahan bakar *gasoline*. *Combustion model* yang digunakan adalah *Sigle Wiebe* sedangkan *Engine Heat Transfer* yang digunakan adalah *Woschini*. Berikut adalah parameter *input* yang digunakan sebagai dasar simulasi.

Dalam pengoperasian *engine* dengan menggunakan simulasi ada *point* yang perlu diinputkan dalam *test condition data wizard*.



Gambar 4.2 Mengakses *test condition data wizard* pada LES

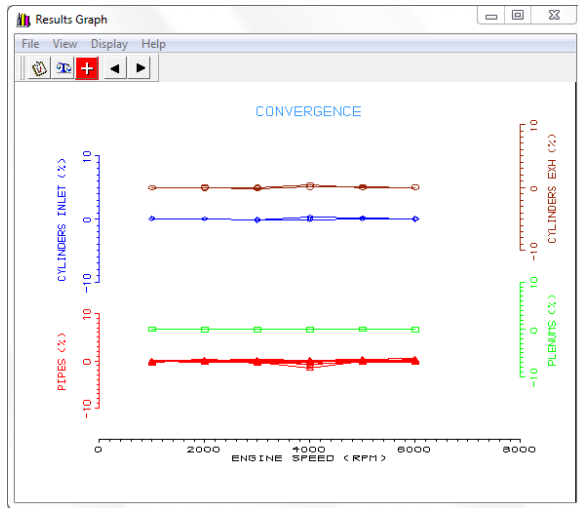
Tabel 4.5 Data kondisi pengujian

<i>Heat-Phase</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Select Phase Option</i>	<i>Default Heat Release Phase</i>	<i>Default</i>
<i>Heat-Period</i>		
Type	Spesifikasi	Referensi
<i>Select Duration Option</i>	<i>Default Duration Combustion</i>	<i>Default</i>

Fuelling		
Tipe	Spesifikasi	Referensi
<i>Combustion efficiency</i>	0.8	<i>User defined</i>
<i>Mal-distribution Factor</i>	0.0100	<i>Default</i>
<i>Air Fuel Ratio</i>	14.7	<i>Sesuai Stokiometri</i>
Boundary Condition		
Tipe	Spesifikasi	Referensi
<i>Relative humidity</i>	0.7	Sesuai STP
<i>Ambient air pressure (bar)</i>	0.999	Sesuai STP
<i>Ambient air temperature (C)</i>	27	Sesuai STP
Friction		
Tipe	Spesifikasi	Referensi
<i>Select Friction Option</i>	<i>H.B.Moss Gasoline Engine Friction Model</i>	<i>Default</i>
Solution		
Tipe	Spesifikasi	Referensi
<i>No. cycle before convergence Check</i>	4	<i>Default</i>
<i>Max no. cycle simulation job</i>	50	<i>User defined</i>
<i>Cycle no. from which result are written</i>	10	<i>Default</i>

4. 2. 3 Konvergensi Simulasi

Pada *LOTUS Engine Simulation*, batasan *error* sesuai dengan *default* konvergensi simulasi. Seperti *cylinder inlet* dan *exhaust* memiliki batasan *error* 0.5%, sedangkan untuk *pipe* memiliki batasan *error* sebesar 3%. Apabila nilai *error* melebihi batasan yang diizinkan tersebut maka hasil simulasi tidak konvergen dan hasil tersebut tidak *valid*. Sebagai contoh, gambar menunjukkan hasil simulasi yang konvergen.



Gambar 4.3 Grafik konvergensi file (.mrs) pada LES

Pada grafik nilai *error* (dalam %) fungsi rpm, grafik warna coklat menunjukkan nilai *error* untuk kalkulasi pada *average cylinder exhaust* dengan kisaran 0.1% hingga 0.2%. Grafik warna biru menunjukkan nilai *error* untuk kalkulasi pada *average cylinder inlet* dengan kisaran kisaran 0.1% hingga 0.2%. Grafik warna hijau menunjukkan nilai *error* untuk kalkulasi pada *plenum* dengan kisaran kisaran 0.1% hingga 0.2%. Sedangkan Grafik warna merah menunjukkan nilai *error* untuk kalkulasi pada *pipe* dengan kisaran kisaran 0.1% hingga 0.9%.

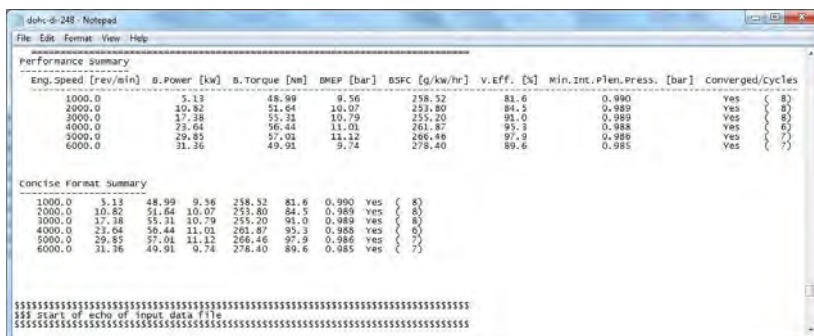
Dengan hasil seperti gambar maka hasil kalkulasi dapat dikatakan konvergen dan *valid*, karena nilai *error* lebih kecil dari nilai *error* yang diizinkan.

4.3 Data Hasil Unjuk Kerja dengan Metode Simulasi

Dari hasil simulasi dapat diperoleh beberapa informasi unjuk kerja *engine* berupa format file. Dimana format file tersebut mengandung parameter-parameter berupa nilai unjuk kerja, grafik, video distribusi panas dan lain-lain. Format file yang dihasilkan berupa (.prs), (.mrs), dan (.gif). Berikut adalah contoh beberapa format file yang dapat ditampilkan:

4.3.1 Format File (.prs)

Format file (.prs) yang dihasilkan *LOTUS Engine Simulation* dapat dibuka dengan *Notepad* pada *windows*. File tersebut berisikan informasi data *input* dan hasil kalkulasi setiap parameter unjuk kerja *engine*. Contohnya hasil kalkulasi *flowrate*, temperatur, tekanan, *heat-transfer*, komposisi gas buang, konvergensi dan lain-lain. Selain itu juga terdapat besaran unjuk kerja *engine*, seperti torsi, daya, *bmep*, *bsfc*, efisiensi thermal dan efisiensi volumetris.



Performance summary

Eng.Speed [rev/min]	B.Power [kw]	B.Torque [Nm]	BMEP [bar]	BSFC [g/kw/hr]	V.Eff. [%]	Min.Int.Plen.Press. [bar]	Converged/Cycles
1000.0	5.13	48.99	9.56	258.32	81.6	0.990	Yes (8)
2000.0	10.82	51.64	10.07	253.80	84.2	0.989	Yes (8)
3000.0	17.38	55.31	10.79	255.20	91.0	0.989	Yes (8)
4000.0	23.64	56.44	11.01	261.87	95.3	0.988	Yes (6)
5000.0	29.85	57.01	11.12	266.46	97.9	0.986	Yes (7)
6000.0	31.36	49.91	9.74	279.40	89.6	0.985	Yes (7)

Concise Format Summary

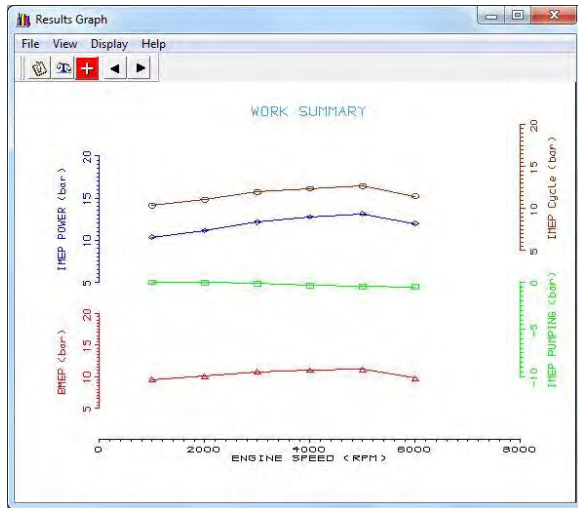
Eng.Speed	B.Power	B.Torque	BMEP	BSFC	V.Eff.	Min.Int.Plen.Press.	Converged
1000.0	5.13	48.99	9.56	258.32	81.6	0.990	Yes (8)
2000.0	10.82	51.64	10.07	253.80	84.2	0.989	Yes (8)
3000.0	17.38	55.31	10.79	255.20	91.0	0.989	Yes (8)
4000.0	23.64	56.44	11.01	261.87	95.3	0.988	Yes (6)
5000.0	29.85	57.01	11.12	266.46	97.9	0.986	Yes (7)
6000.0	31.36	49.91	9.74	279.40	89.6	0.985	Yes (7)

Start of echo of input data file

Gambar 4.4 Data hasil kalkulasi pada file (.prs)

4.3.2 Format File (.mrs)

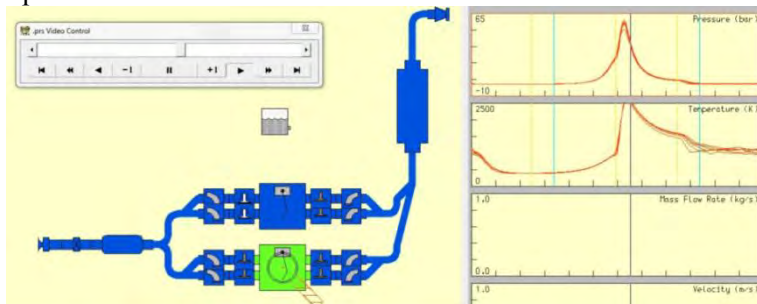
Format file (.mrs) yang dihasilkan hanya dapat dibuka dengan aplikasi *LOTUS Engine Simulation*. File tersebut berupa grafik yang menunjukkan parameter unjuk kerja *engine*. Contohnya grafik *airflow*, *combustion*, konvergensi, torsi, daya, *bmep*, *bsfc* dan efisiensi volumetris.



Gambar 4.5 Grafik pada file (.mrs)

4. 3. 3 Format File (.gif)

Untuk me-record format file (.gif) yang dihasilkan *LOTUS Engine Simulation* dibutuhkan aplikasi lain, yaitu *GIFmaker*. Dimana file ini mengilustrasikan distribusi panas dan tekanan yang terjadi pada *engine*. Warna merah menunjukkan temperatur dan tekanan tinggi sedangkan warna biru menunjukkan temperatur dan tekanan rendah.



Gambar 4.6 Ilustrasi pada file (.mrs)

4.4 Data Hasil Pengukuran Unjuk Kerja dengan Metode Eksperimen

Dari hasil eksperimen pengujian dapat diperoleh beberapa parameter unjuk kerja *engine*. Dimana parameter-parameter tersebut akan digunakan untuk menghitung parameter unjuk kerja yang lain. Berikut adalah parameter hasil pengukuran unjuk kerja *engine* standar:

Tabel 4.6 Hasil Pengukuran Unjuk Kerja Engine

rpm	Gaya lengan torsi (kg)	Konsumsi 10 ml bahan bakar (second)	Selisih ketinggian pitot (mm)
2000	8.2	12.13	2.1
2500	9.2	10.42	3.9
3000	10.3	8.77	7
3500	9.9	7.8	8.7
4000	9.1	7.12	10.6
4500	8.5	6.56	11.6
5000	8	6.04	13.5

Tabel 4.7 Hasil Pengukuran Kondisi Operasional Engine

rpm	Temperatur (°C)					Emisi gas buang		
	Head	blok	exhaust	coolant	oil	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)
2000	51	50	512	65	52	0.752	3.44	31
2500	55	51	562	69	63	0.73	3.49	31
3000	56	53	593	70	73	1.162	4.56	32
3500	57	53	603	75	73	1.814	5.9	45
4000	58	54	613	78	74	0.948	3.83	45
4500	63	57	691	78	76	0.887	4.78	43
5000	67	60	748	80	85	0.304	5.35	30

4.5 Contoh Perhitungan Eksperimen

Tujuan dari perhitungan yang dilakuakn ini untuk mengetahui besar dari setiap unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc. Dalam penelitian ini ada parameter-parameter yang diukur dan ada parameter-parameter yang dihitung. Parameter yang diukur adalah

torsi, waktu konsumsi bahan bakar dan putaran *engine*. Sedangkan parameter yang dihitung adalah daya efektif (*bhp*), tekanan efektif rata-rata (*b MEP*), konsumsi bahan bakar spesifik (*bsfc*), efisiensi thermal dan efisiensi volumetris. Dalam penelitian ini satuan yang digunakan untuk perhitungan adalah satuan SI. Untuk perhitungan unjuk kerja ini yang digunakan adalah data *port injection* kondisi *camshaft* standar pada putaran 3000 rpm.

4. 5. 1 Perhitungan Torsi

Dari hasil pengujian diperoleh nilai gaya pada lengan *waterbrake* pada putaran *engine* 3000 rpm adalah 10.3 kg dengan panjang lengan *waterbrake* 0.35 m. Karena pada penelitian ini menggunakan satuan SI maka hasil tersebut harus dikonversikan. Konversi yang dilakukan adalah sebagai berikut:

$$T = 10.3 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0.35 \text{ m}$$

$$T = 35.36 \text{ N.m}$$

4. 5. 2 Perhitungan Daya

Daya yang dihasilkan oleh motor pembakaran dalam ada 3 jenis, yaitu *indicative horse power (ihp)*, *brake horse power (bhp)* dan *friction horse power (fhp)*. Daya yang digunakan pada perhitungan ini adalah *brake horse power (bhp)*. Untuk memperoleh *bhp*, digunakan persamaan sebagai berikut:

$$bhp = 2 \times \pi \times n \times T$$

$$bhp = 2 \times \pi \times 50 \frac{\text{rev}}{\text{s}} \times 35.36 \text{ N.m}$$

$$bhp = 11.11 \text{ kW}$$

4. 5. 3 Perhitungan Tekanan Efektif Rata-rata (*b MEP*)

Untuk mendapatkan nilai tekanan efektif rata-rata diperlukan beberapa parameter dari spesifikasi *engine*. Adapun parameter yang diperlukan adalah sebagai berikut:

- Diameter piston (D) : 76 mm
- Panjang langkah (l) : 71 mm
- Jumlah silinder (i) : 2
- Koefisien (z) : 2 (untuk motor 4 langkah)
- Putaran *engine* (n) : 50 rps

Dari data spesifikasi piston dapat diperoleh luas permukaan piston (A), yaitu:

$$A = \frac{\pi}{4} \times D^2 = \frac{\pi}{4} \times (m)^2 = 4.5342 \times 10^{-3} m^2$$

Dari parameter tersebut dapat diperoleh nilai besaran *b MEP* pada *engine*, yaitu dengan persamaan:

$$\begin{aligned} b MEP &= \frac{bhp \times z}{A \times l \times n \times i} \\ b MEP &= \frac{11.11 kW \times 2}{4.5342 \times 10^{-3} m^2 \times 0.071 m \times 50 rev/s \times 2} \\ b MEP &= 691.88 kPa = 6.9188 bar \end{aligned}$$

4. 5. 4 Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (*bsfc*)

Konsumsi bahan bakar spesifik didefinisikan sebagai banyaknya bahan bakar yang digunakan per satuan waktu untuk menghasilkan setiap satuan daya *engine*. Untuk mendapatkan nilai *bsfc* diperlukan beberapa parameter hasil pengukuran. Adapun parameter yang diperlukan adalah sebagai berikut:

- Waktu konsumsi bahan bakar (t)
- Volume konsumsi bahan bakar (v)
- Densitas bahan bakar (ρ_f)

Dari parameter tersebut dapat diperoleh nilai massa bahan bakar yang digunakan, yaitu:

$$\begin{aligned} m_f &= \rho_f \times v \\ m_f &= 0.749 \frac{kg}{l} \times 0.01 l \\ m_f &= 0.00749 kg \end{aligned}$$

Kemudian menghitung laju massa bahan bakar yang dikonsumsi, yaitu:

$$\begin{aligned} \dot{m}_f &= \frac{m_f}{t} \\ \dot{m}_f &= \frac{0.00749 kg}{8.77 s} \\ \dot{m}_f &= 0.000854 \frac{kg}{s} \end{aligned}$$

Dan terakhir menghitung nilai $bsfc$ dengan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} bsfc &= \frac{\dot{m}_f}{P} \\ bsfc &= \frac{0.000854 \frac{kg}{s}}{11.11 kW} \times 3600 s \\ bsfc &= 276.621 \frac{gr}{kW \cdot h} \end{aligned}$$

4. 5. 5 Perhitungan Efisiensi Thermal

Efisiensi thermal adalah parameter yang mengindikasikan seberapa besar energi dari bahan bakar yang dikonversikan menjadi tenaga pada *engine*. Efisiensi thermal merupakan parameter tanpa dimensi dan dapat diperoleh dengan adanya beberapa parameter, diantaranya:

- bhp
- Nilai kalor bahan bakar
- Laju massa konsumsi bahan bakar (\dot{m}_f)

Dengan parameter-parameter diatas maka dapat diperoleh nilai efisiensi thermal dengan persamaan:

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \left(\frac{bhp}{\dot{m}_f \times Q_{in}} \right) \times 100\% \\ \eta_{th} &= \left(\frac{11.11 kW}{0.000854 \frac{kg}{s} \times 43,000 \frac{kJ}{kg}} \right) \times 100\% \\ \eta_{th} &= 30.26 \% \end{aligned}$$

4. 5. 6 Perhitungan Efisiensi Volumetris

Efisiensi volumetris merupakan parameter yang mengindikasikan seberapa banyak jumlah udara yang masuk kedalam silinder saat langkah hisap. Efisiensi volumetris adalah parameter tanpa dimensi dan dapat diperoleh dengan persamaan:

$$\eta_v = \frac{2 \dot{m}_a}{\rho_a V_d N}$$

$$\eta_v = \frac{2 \times 0.01446 \frac{kg}{s}}{1.1763 \frac{kg}{m^3} \times 0.00064385 m^3 \times 50 rps} \times 100\%$$

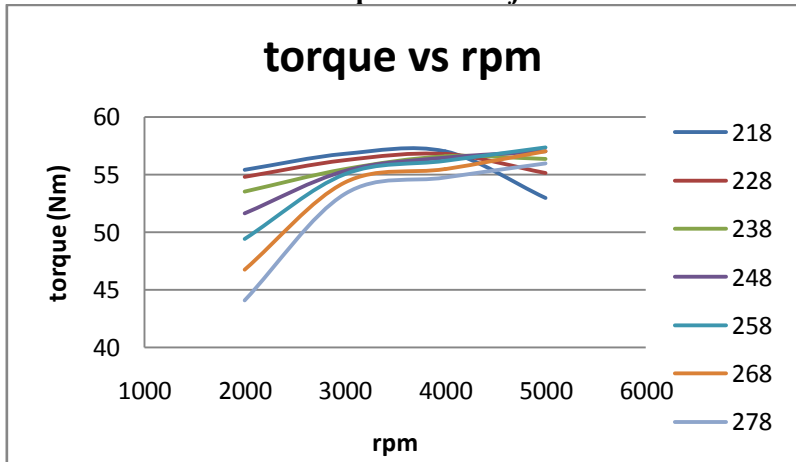
$$\eta_v = 76.38 \%$$

4. 6 Analisa Unjuk Kerja

Unjuk kerja *engine* adalah kemampuan *engine* untuk menghasilkan tenaga atau power pada setiap putaran *engine*. Selain itu juga untuk mengetahui pengaruh variasi durasi *camshaft* terhadap performa *engine*. Untuk dapat mengetahui tingkat performa dari suatu *engine*, maka dapat dilihat dari beberapa parameter diantaranya torsi, daya, tekanan efektif rata-rata, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi thermal dan efisiensi volumetris.

4. 6. 1 Grafik Simulasi *Direct Injection* DOHC dengan Variasi Durasi *Camshaft*

4. 6. 1. 1 Grafik Torsi vs rpm *Direct Injection* DOHC Simulasi



Gambar 4.7 Grafik Torsi vs rpm *Direct Injection* DOHC Simulasi

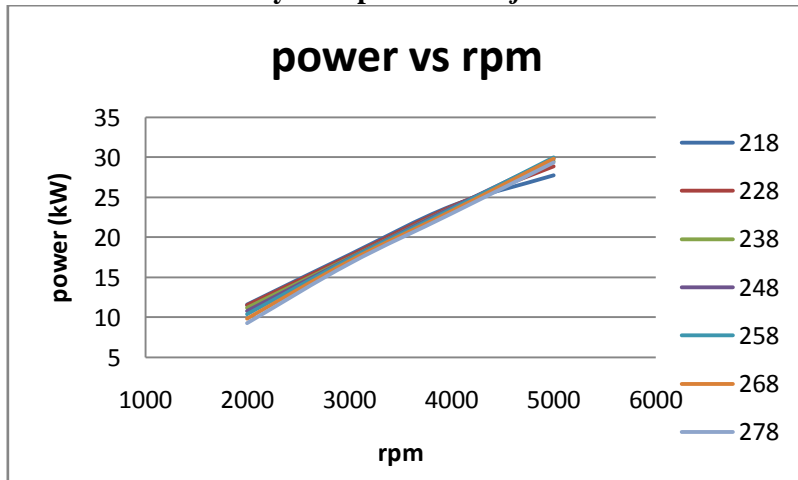
Torsi merupakan ukuran kemampuan *engine* untuk menghasilkan kerja. Pada kendaraan, torsi dari *engine* digunakan untuk berakselerasi. Dari gambar 4.7 dapat dilihat *trendline* kenaikan torsi terjadi mulai dari putaran *engine* 2000 rpm. Penurunan torsi terjadi pada putaran 4000 rpm, dan penurunan tersebut hanya terjadi pada *camshaft* durasi 218°, 228°, 238°. Sedangkan pada *camshaft* 248°, 258°, 268° dan 278° torsi terus meningkat hingga putaran 5000 rpm. Hal ini mengakibatkan terjadinya perbedaan letak puncak torsi pada tiap durasi *camshaft*. Torsi terbesar pada putaran rendah (2000 rpm s/d 3000 rpm) yaitu terjadi pada *camshaft* durasi 218° dengan nilai 57.01 N.m/4000 rpm dan torsi terbesar pada putaran tinggi (3500 rpm s/d 5000 rpm) terjadi pada *camshaft* durasi 258° dengan nilai 57.33 N.m/5000 rpm.

Dari grafik tersebut juga dapat diketahui bahwa dengan menggunakan *camshaft* durasi rendah menghasilkan torsi yang lebih besar pada putaran rendah dan dengan menggunakan *camshaft* durasi tinggi menghasilkan torsi yang lebih besar pada putaran tinggi. Ini disebabkan karena pada putaran rendah laju aliran udara bergerak lambat, selain itu pergerakan mekanisme *engine* juga terjadi secara lambat. Dengan *camshaft* durasi rendah durasi *overlap* yang kecil mengakibatkan udara masuk ke silinder dengan baik karena tidak banyak udara yang terbuang sia-sia sehingga menghasilkan pembakaran yang baik dan juga menghasilkan torsi besar. Saat putaran *engine* tinggi laju aliran udara bergerak cepat, selain itu pergerakan mekanisme *engine* juga terjadi secara cepat. Dengan *camshaft* durasi tinggi, durasi *overlap* yang besar mengakibatkan proses pembilasan gas sisa pembakaran terjadi dengan baik. Disamping itu proses penginduksian juga terjadi secara cepat dan udara yang masuk lebih banyak pada *camshaft* durasi tinggi, sehingga menghasilkan pembakaran yang baik dan juga menghasilkan torsi besar pada putaran tinggi. Selain itu juga dipengaruhi dari tekanan kompresi dinamis, dimana tekanan kompresi dinamis akan berubah-ubah sesuai dengan putaran *engine* dan durasi *camshaft*. Dengan durasi *camshaft* rendah menghasilkan tekanan kompresi dinamis yang tinggi, dan sebaliknya dengan

durasi *camshaft* tinggi akan menghasilkan tekanan kompresi dinamis yang tinggi.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan torsi dirata-rata maka *camshaft* dengan durasi 228° menghasilkan persentase kenaikan paling tinggi dari *camshaft* standar yang bernilai 248° . Dimana persentase kenaikan yang terjadi adalah 1.30 %. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan torsi yang lebih baik dari torsi yang dihasilkan oleh *camshaft* standar.

4. 6. 1. 2 Grafik Daya vs rpm *Direct Injection* DOHC Simulasi



Gambar 4.8 Grafik Daya vs rpm *Direct Injection* DOHC Simulasi

Daya yang dihasilkan oleh motor pembakaran dalam ada tiga jenis yaitu *indicative power*, *brake horse power* dan *friction horse power*. Pada putaran rendah, *fhp* relative lebih rendah dan akan meningkat seiring dengan meningkatnya putaran *engine*. Secara teoritis, ketika putaran *engine* meningkat, maka daya *engine* juga akan meningkat karena daya merupakan perkalian antara torsi dengan putaran poros. Berdasarkan gambar 4.8, semakin meningkatnya putaran *engine*, maka daya yang dihasilkan akan

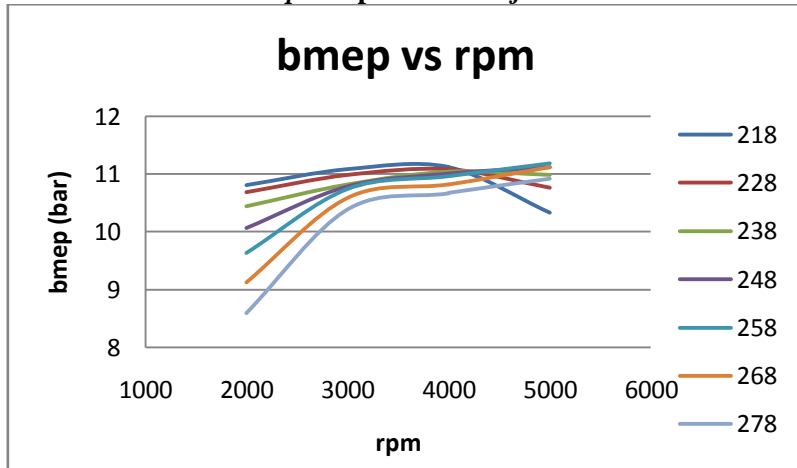
semakin meningkat. Karena daya merupakan fungsi torsi, maka daya juga akan mengalami penurunan pada putaran *engine* tertentu. Namun pada grafik, daya masih mampu melawan *mechanical friction* sehingga belum terlihat penurunannya hingga putaran 5000 rpm. *Trendline* dari masing-masing variasi durasi *camshaft* relatif sama, yaitu terus meningkat dari putaran 2000 hingga 5000 rpm.

Dari grafik tersebut juga dapat diketahui bahwa dengan menggunakan *camshaft* durasi rendah menghasilkan daya yang lebih besar pada putaran rendah (2000 rpm s/d 3000 rpm) dan dengan menggunakan *camshaft* durasi tinggi menghasilkan daya yang lebih besar pada putaran tinggi (3500 rpm s/d 5000 rpm). Fenomena ini relatif sama dengan grafik torsi. Hal ini disebabkan karena pada putaran rendah laju aliran udara bergerak lambat, selain itu pergerakan mekanisme *engine* juga terjadi secara lambat. Dengan *camshaft* durasi rendah durasi *overlap* yang kecil mengakibatkan udara masuk ke silinder dengan baik karena tidak banyak udara yang terbuang sia-sia sehingga menghasilkan pembakaran yang baik dan juga menghasilkan daya yang besar. Saat putaran *engine* tinggi laju aliran udara bergerak cepat, selain itu pergerakan mekanisme *engine* juga terjadi secara cepat. Dengan *camshaft* durasi tinggi durasi *overlap* yang besar mengakibatkan proses pembilasan gas sisa pembakaran terjadi dengan baik. Selain itu proses penginduksian juga terjadi secara cepat dan udara yang masuk lebih banyak pada *camshaft* durasi tinggi, sehingga menghasilkan pembakaran yang baik dan juga menghasilkan daya yang besar pada putaran tinggi. Selain itu juga dipengaruhi dari tekanan kompresi dinamis, dimana tekanan kompresi dinamis akan berubah-ubah sesuai dengan putaran *engine* dan durasi *camshaft*. Dengan durasi *camshaft* rendah menghasilkan tekanan kompresi dinamis yang tinggi pada putaran rendah, dan sebaliknya dengan durasi *camshaft* tinggi akan menghasilkan tekanan kompresi dinamis yang tinggi pada putaran tinggi. Kompresi dinamis ini sangat berkaitan dengan efisiensi volumetris, dan hasil grafik diatas sesuai dengan hasil grafik efisiensi volumetris.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan daya dirata-rata maka *camshaft* dengan durasi 228° menghasilkan

persentase kenaikan paling tinggi dari *camshaft* standar yang bernilai 248° . Dimana persentase kenaikan yang terjadi adalah 1.30 %. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan daya yang lebih baik dari daya yang dihasilkan oleh *camshaft* standar.

4. 6. 1. 3 Grafik *bme_p* vs rpm *Direct Injection* DOHC Simulasi



Gambar 4.9 Grafik *bme_p* vs rpm *Direct Injection* DOHC Simulasi

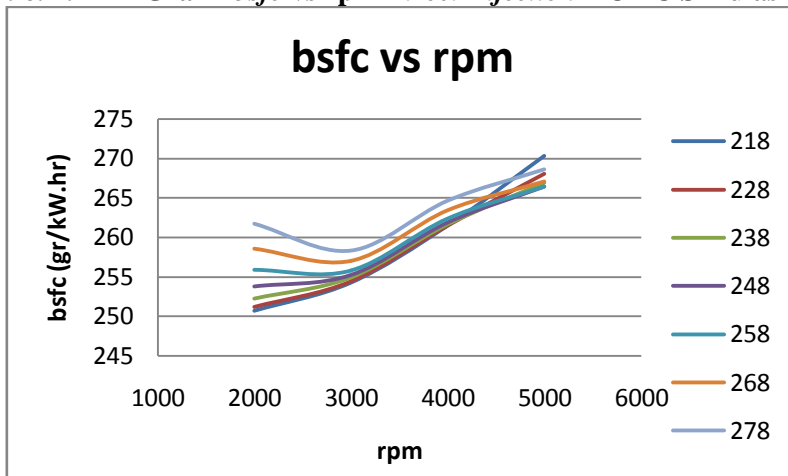
Besarnya tekanan yang dialami piston berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Bila diambil tekanan yang berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut merupakan tekanan efektif rata-rata piston. Dari gambar 4.9 dapat dilihat *trendline* kenaikan *bme_p* terjadi mulai dari putaran *engine* 2000 rpm. Penurunan *bme_p* terjadi pada putaran 5000 rpm, dan penurunan tersebut hanya terjadi pada *camshaft* durasi 218° , 228° , 238° . Sedangkan pada *camshaft* 248° , 258° , 268° dan 278° *bme_p* terus meningkat hingga putaran 5000 rpm. Hal ini mengakibatkan terjadinya perbedaan letak puncak *bme_p* pada tiap durasi *camshaft*. *Bme_p* terbesar pada putaran rendah terjadi pada *camshaft* durasi 218° dengan nilai 11.12 bar/4000 rpm

dan *b MEP* terbesar pada putaran tinggi terjadi pada *camshaft* durasi 258° dengan nilai 11.18 bar/4000 rpm.

Dari grafik tersebut juga dapat diketahui bahwa dengan menggunakan *camshaft* durasi rendah menghasilkan *b MEP* yang lebih besar pada putaran rendah (2000 rpm s/d 3000 rpm) dan dengan menggunakan *camshaft* durasi tinggi menghasilkan *b MEP* yang lebih besar pada putaran tinggi (3500 rpm s/d 5000 rpm). Ini disebabkan karena *b MEP* merupakan fungsi dari daya dan torsi, sehingga grafik yang dihasilkan serupa dengan grafik torsi. Fenomena bentuk grafik ini disebabkan oleh hal yang sama dengan grafik torsi, dimana hal tersebut dipengaruhi oleh jumlah aliran udara masuk, pergerakan mekanisme *engine* serta *overlap* yang terjadi pada masing-masing *camshaft*. Selain itu juga dipengaruhi dari variasi tekanan kompresi dinamis yang disebabkan oleh variasi putaran *engine* dan variasi durasi *camshaft*.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan *b MEP* dirata-rata maka *camshaft* dengan durasi 228° menghasilkan persentase kenaikan paling tinggi dari *camshaft* standar yang bernilai 248° . Dimana persentase kenaikan yang terjadi adalah 1.33 %. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan torsi yang lebih baik dari torsi yang dihasilkan oleh *camshaft* standar.

4. 6. 1. 4 Grafik *bsfc* vs rpm *Direct Injection* DOHC Simulasi



Gambar 4.10 Grafik *bsfc* vs rpm *Direct Injection* DOHC Simulasi

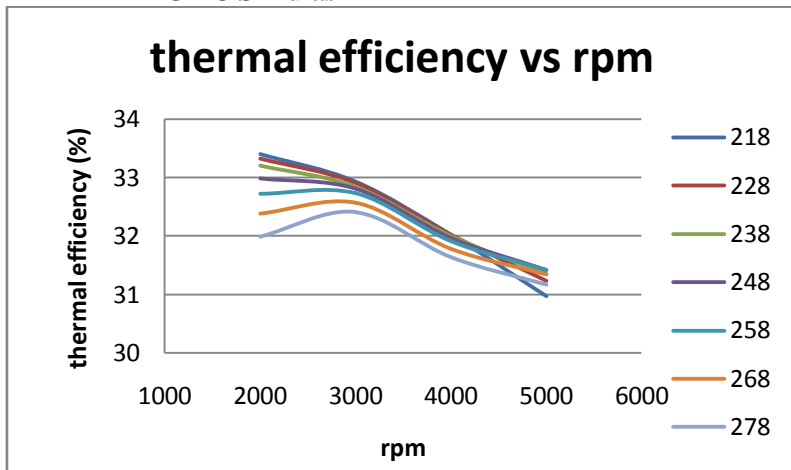
Brake specific fuel consumption (bsfc) dapat didefinisikan sebagai laju bahan bakar untuk memperoleh daya efektif. Besar kecilnya konsumsi bahan bakar spesifik tergantung dari kualitas pembakaran yang terjadi dalam ruang bakar. Semakin sempurna pembakaran, maka daya yang dihasilkan akan semakin besar. Faktor yang menentukan pembakaran yang sempurna adalah homogenitas campuran bahan bakar dan udara, waktu yang tersedia untuk melakukan pembakaran, serta kaya miskinnya campuran udara yang masuk kedalam ruang bakar.

Secara umum konsumsi bahan bakar spesifik pada putaran rendah (2000 rpm s/d 3000 rpm) ke putaran tinggi (3500 rpm s/d 5000 rpm) akan mengalami penurunan hingga putaran tertentu akan meningkat kembali. Hal ini disebabkan karena *bsfc* merupakan fungsi dari daya dan torsi. Berdasarkan gambar 4.10, *trendline* yang terbentuk adalah parabolik terbuka keatas. Semakin besar durasi *camshaft* akan memperbesar nilai *bsfc*. *Bsfc* minimum terjadi pada *camshaft* durasi 218° dengan nilai 250.67 kg/kW/hr pada putaran 2000 rpm. Ini disebabkan karena pada putaran 2000

rpm, bahan bakar yang mengalir lebih sedikit dan daya yang dihasilkan juga relatif lebih besar, sehingga *bsfc* yang dihasilkan nilainya kecil.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika penurunan *bsfc* dirata-rata maka *camshaft* dengan durasi 228° menghasilkan persentase penurunan paling signifikan dari *camshaft* standar yang bernilai 248°. Dimana persentase penurunan yang terjadi adalah 0.2275 %. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan *bsfc* yang lebih hemat dari yang dihasilkan oleh *camshaft* standar.

4. 6. 1. 5 Grafik Efisiensi Thermal vs rpm *Direct Injection* DOHC Simulasi



Gambar 4.11 Grafik efisiensi thermal vs rpm *Direct Injection* DOHC Simulasi

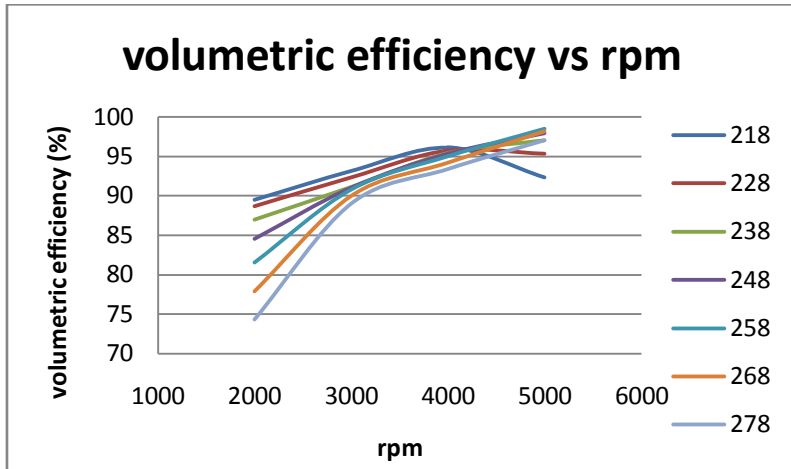
Efisiensi thermal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh *engine*. Nilai efisiensi thermal tergantung dari daya yang dihasilkan dengan banyaknya penggunaan bahan bakar. Dari gambar 4.11 dapat dilihat *trendline* efisiensi thermal menurun mulai dari putaran *engine* 2000 rpm, penurunan tersebut hanya terjadi pada *camshaft* durasi 218°, 228°, 238° dan 248°.

Sedangkan pada *camshaft* 258°, 268° dan 278° efisiensi thermal meningkat dari putaran 2000 rpm hingga 3000 rpm, dan kemudian menurun hingga putaran 5000 rpm. Hal ini mengakibatkan terjadinya perbedaan letak puncak efisiensi thermal pada tiap durasi *camshaft*. Efisiensi thermal terbesar pada putaran 2000 rpm terjadi pada *camshaft* durasi 218° dengan nilai 32.95%.

Pada engine, efisiensi thermal pada putaran rendah (2000 rpm s/d 3000 rpm) ke putaran tinggi (3500 rpm s/d 5000 rpm) akan mengalami peningkatan hingga putaran tertentu akan menurun kembali. Hal ini disebabkan karena efisiensi thermal merupakan fungsi dari daya dan *sfc*. Berdasarkan gambar 4.25, *trendline* yang terbentuk adalah parabolik terbuka kebawah. Semakin kecil durasi *camshaft* akan memperbesar nilai efisiensi thermal. Efisiensi thermal maksimum terjadi pada *camshaft* durasi 218° dengan nilai 33.4% /2000 rpm. Ini disebabkan karena pada putaran 2000 rpm, bahan bakar yang mengalir lebih sedikit dan daya yang dihasilkan juga relatif lebih besar, sehingga efisiensi thermal yang dihasilkan nilainya besar.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan efisiensi thermal dirata-rata maka *camshaft* dengan durasi 228° menghasilkan persentase kenaikan paling tinggi dari *camshaft* standar yang bernilai 248°. Dimana persentase kenaikan yang terjadi adalah 0.22 %. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan efisiensi thermal yang lebih baik dari yang dihasilkan oleh *camshaft* standar.

4. 6. 1. 6 Grafik Efisiensi Volumetris vs rpm *Direct Injection* DOHC Simulasi



Gambar 4.12 Grafik efisiensi volumetris vs rpm *Direct Injection* DOHC Simulasi

Efisiensi volumetris adalah ukuran besarnya volume udara yang masuk kedalam silinder. Nilai efisiensi volumetris tergantung dari laju aliran udara, densitas udara dan putaran *engine*. Dari gambar 4.12. dapat dilihat *trendline* kenaikan efisiensi volumetris terjadi mulai dari putaran *engine* 2000 rpm. Efisiensi volumetris terjadi penurunan pada putaran 5000 rpm, dan penurunan tersebut hanya terjadi pada *camshaft* durasi 218° dan 228°. Sedangkan pada *camshaft* 238°, 248°, 258°, 268° dan 278° efisiensi volumetris terus meningkat hingga putaran 5000 rpm..

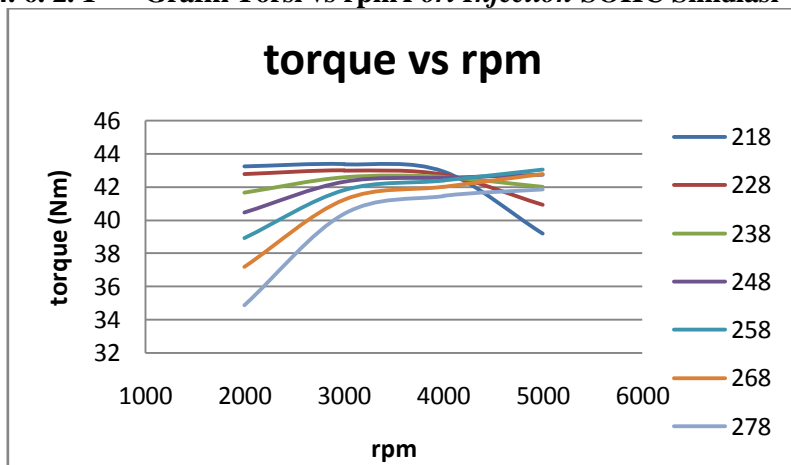
Dari grafik tersebut juga dapat diketahui bahwa dengan menggunakan *camshaft* durasi rendah menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih besar pada putaran rendah (2000 rpm s/d 3000 rpm) dan dengan menggunakan *camshaft* durasi tinggi menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih besar pada putaran tinggi (3500 rpm s/d 5000 rpm). Ini disebabkan karena pada putaran rendah laju aliran udara bergerak lambat, selain itu pergerakan mekanisme *engine* juga terjadi secara lambat. Dengan *camshaft*

durasi rendah durasi *overlap* yang kecil mengakibatkan udara masuk ke silinder dengan baik karena tidak banyak udara yang terbuang sia-sia sehingga menghasilkan pemasukan udara yang baik. Saat putaran tinggi laju aliran udara bergerak cepat, selain itu pergerakan mekanisme *engine* juga terjadi secara cepat. Dengan *camshaft* durasi tinggi durasi *overlap* yang besar mengakibatkan proses pembilasan gas sisa pembakaran terjadi dengan baik. Selain itu proses penginduksian juga terjadi secara cepat dan udara yang masuk lebih banyak pada *camshaft* durasi tinggi, sehingga menghasilkan pemasukan udara yang baik dan juga menghasilkan efisiensi volumetris yang besar pada putaran tinggi.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan efisiensi volumetris dirata-rata maka *camshaft* dengan durasi 228° menghasilkan persentase kenaikan paling tinggi dari *camshaft* standar yang bernilai 248° . Dimana persentase kenaikan yang terjadi adalah 1.04 %. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih baik dari yang dihasilkan *camshaft* standar.

4. 6. 2 Grafik Simulasi *Port Injection* SOHC dengan Variasi Durasi *Camshaft*

4. 6. 2. 1 Grafik Torsi vs rpm *Port Injection* SOHC Simulasi



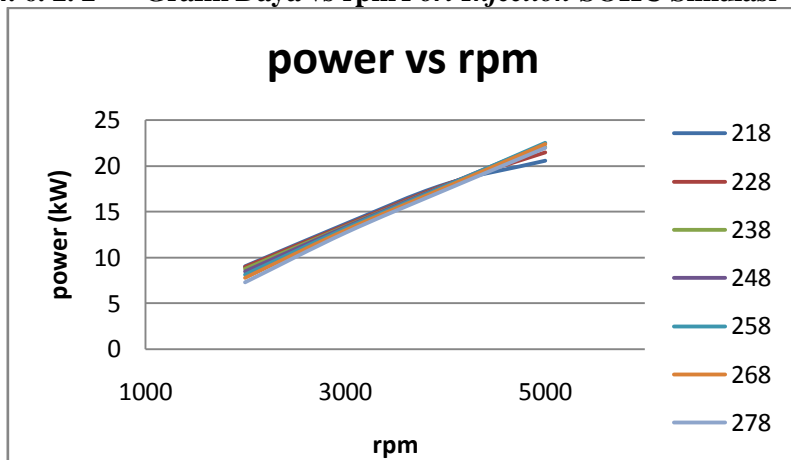
Gambar 4.13 Grafik Torsi vs rpm *Port Injection* SOHC Simulasi

Dari gambar 4.13. dapat dilihat *trendline* kenaikan torsi terjadi mulai dari putaran *engine* 2000 rpm. Torsi terjadi penurunan pada putaran 3000 rpm, dan penurunan tersebut hanya terjadi pada *camshaft* durasi 218°, 228°, 238°. Sedangkan pada *camshaft* 248°, 258°, 268° dan 278° torsi terus meningkat hingga putaran 5000 rpm. Hal ini mengakibatkan terjadinya perbedaan letak puncak torsi pada tiap durasi *camshaft*. Torsi terbesar pada putaran rendah terjadi pada *camshaft* durasi 218° dengan nilai 43.37 N.m pada 3000 rpm dan torsi terbesar pada putaran tinggi terjadi pada *camshaft* durasi 258° dengan nilai 43.03 N.m pada 5000 rpm.

Grafik diatas memiliki *trendline* yang sama dengan grafik torsi DOHC, dimana grafik menunjukkan bahwa dengan menggunakan *camshaft* durasi rendah menghasilkan torsi yang lebih besar pada putaran rendah dan dengan menggunakan *camshaft* durasi tinggi menghasilkan torsi yang lebih besar pada putaran tinggi. Faktor penyebabnya pun sama dengan DOHC yaitu disebabkan oleh aliran dinamik fluida yang masuk kedalam silinder, durasi *overlap*, dan tekanan kompresi dinamis yang terjadi di setiap putaran mesin.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan torsi dirata-rata maka *camshaft* dengan durasi 228° menghasilkan persentase kenaikan paling tinggi dari *camshaft* standar yang bernilai 248°. Dimana persentase kenaikan yang terjadi adalah 0.92 %. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan torsi yang lebih baik dari torsi yang dihasilkan oleh *camshaft* standar.

4. 6. 2. 2 Grafik Daya vs rpm *Port Injection* SOHC Simulasi



Gambar 4.14 Grafik Daya vs rpm *Port Injection* SOHC Simulasi

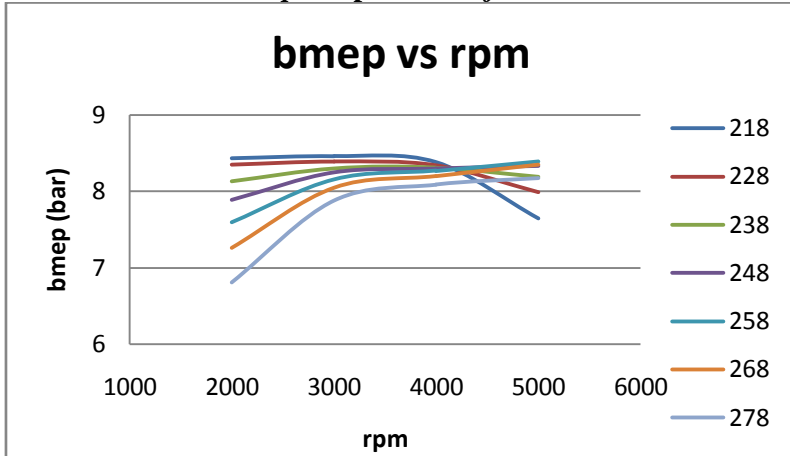
Berdasarkan gambar 4.14, semakin meningkatnya putaran *engine*, daya yang dihasilkan semakin meningkat. Karena daya merupakan fungsi torsi, maka daya juga akan mengalami penurunan pada putaran *engine* tertentu. Namun pada grafik, daya masih mampu melawan *mechanical friction* sehingga belum terlihat penurunannya hingga putaran 5000 rpm. *Trendline* yang terbentuk dari masing-masing variasi durasi *camshaft* relatif sama, yaitu *trendline* terus meningkat dari putaran 2000 hingga 5000 rpm.

Grafik diatas memiliki *trendline* yang sama dengan grafik daya DOHC, dimana grafik menunjukkan bahwa dengan menggunakan *camshaft* durasi rendah menghasilkan daya yang lebih besar pada putaran rendah dan dengan menggunakan *camshaft* durasi tinggi menghasilkan daya yang lebih besar pada putaran tinggi. Faktor penyebabnya pun sama dengan DOHC yaitu disebabkan oleh aliran dinamik fluida yang masuk kedalam silinder, durasi *overlap*, dan tekanan kompresi dinamis yang terjadi di setiap putaran mesin.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan daya dirata-rata maka *camshaft* dengan durasi 228° menghasilkan persentase kenaikan paling tinggi dari *camshaft* standar yang

bernilai 248° . Dimana persentase kenaikan yang terjadi adalah 0.94 %. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan daya yang lebih baik dari daya yang dihasilkan oleh *camshaft* standar.

4. 6. 2. 3 Grafik *bmep* vs rpm Port Injection SOHC Simulasi



Gambar 4.15 Grafik *bmep* vs rpm Port Injection SOHC Simulasi

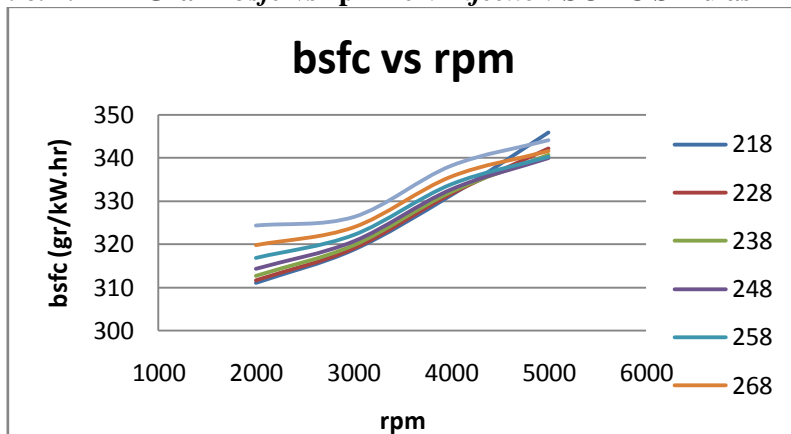
Dari gambar 4.15 dapat dilihat *trendline* kenaikan *bmep* terjadi mulai dari putaran *engine* 2000 rpm. Penurunan *bmep* terjadi pada putaran 5000 rpm, dan penurunan tersebut hanya terjadi pada *camshaft* durasi 218° , 228° , 238° . Sedangkan pada *camshaft* 248° , 258° , 268° dan 278° *bmep* terus meningkat hingga putaran 5000 rpm. Hal ini mengakibatkan terjadinya perbedaan letak puncak *bmep* pada tiap durasi *camshaft*. *Bmep* terbesar pada putaran rendah terjadi pada *camshaft* durasi 218° dengan nilai 8.46 bar/3000 rpm dan *bmep* terbesar pada putaran tinggi terjadi pada *camshaft* durasi 258° dengan nilai 8.39 bar/5000 rpm.

Dari grafik tersebut juga dapat diketahui bahwa dengan menggunakan *camshaft* durasi rendah menghasilkan *bmep* yang lebih besar pada putaran rendah dan dengan menggunakan *camshaft* durasi tinggi menghasilkan *bmep* yang lebih besar pada putaran tinggi. Ini disebabkan karena *bmep* merupakan fungsi dari daya dan

torsi, sehingga grafik yang dihasilkan serupa dengan grafik torsi. Fenomena bentuk grafik ini disebabkan oleh hal yang sama dengan grafik torsi, dimana hal tersebut dipengaruhi oleh jumlah aliran udara masuk, pergerakan mekanisme *engine* serta *overlap* yang terjadi pada masing-masing *camshaft*. Selain itu juga dipengaruhi dari variasi tekanan kompresi dinamis yang disebabkan oleh variasi putaran *engine* dan variasi durasi *camshaft*.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan *b MEP* dirata-rata maka *camshaft* dengan durasi 228° menghasilkan persentase kenaikan paling tinggi dari *camshaft* standar yang bernilai 248° . Dimana persentase kenaikan yang terjadi adalah 0.982 %. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan torsi yang lebih baik dari torsi yang dihasilkan oleh *camshaft* standar.

4. 6. 2. 4 Grafik *bsfc* vs rpm Port Injection SOHC Simulasi



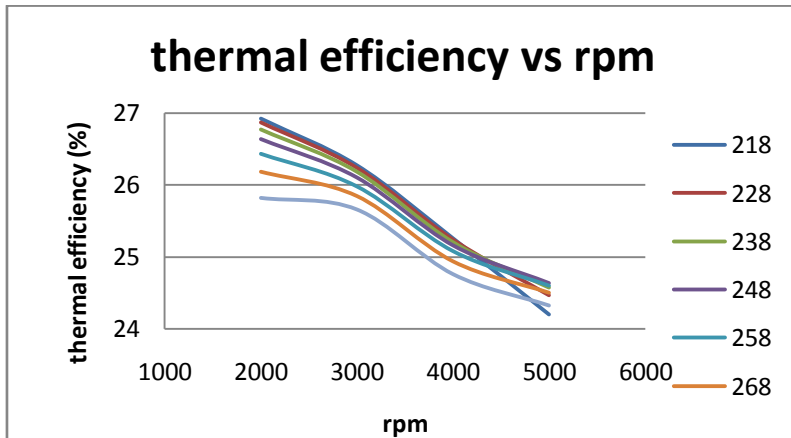
Gambar 4.16 Grafik *bsfc* vs rpm Port Injection SOHC Simulasi

Berdasarkan gambar 4.16, *trendline* yang terbentuk adalah parabolik terbuka keatas. Semakin besar durasi *camshaft* akan memperbesar nilai *bsfc* dan meningkatnya putaran mesin menghasilkan kenaikan *bsfc*. *Bsfc* minimum terjadi pada *camshaft* durasi 218° dengan nilai 311.03 kg/kW/hr pada putaran 2000 rpm.

Secara umum konsumsi bahan bakar spesifik pada putaran rendah ke putaran tinggi akan mengalami penurunan hingga putaran tertentu akan meningkat kembali. Hal ini disebabkan karena *bsfc* merupakan fungsi dari daya dan torsi. Pada durasi 218° menghasilkan *bsfc* yang rendah karena pada putaran 2000 rpm, bahan bakar yang mengalir lebih sedikit dan daya yang dihasilkan juga relatif lebih besar, sehingga *bsfc* yang dihasilkan nilainya kecil.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika penurunan *bsfc* dirata-rata maka *camshaft* dengan durasi 228° menghasilkan persentase penurunan paling signifikan dari *camshaft* standar yang bernilai 248°. Dimana persentase penurunan yang terjadi adalah 0.244 %. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan *bsfc* yang lebih hemat dari yang dihasilkan oleh *camshaft* standar.

4. 6. 2. 5 Grafik Efisiensi Thermal vs rpm Port Injection SOHC Simulasi



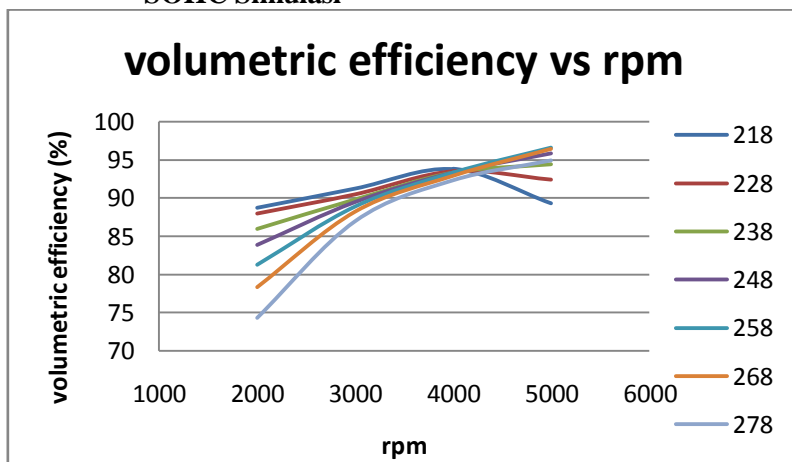
Gambar 4.17 Grafik Efisiensi Thermal vs rpm Port Injection SOHC Simulasi

Dari gambar 4.17 dapat dilihat *trendline* efisiensi thermal menurun mulai dari putaran *engine* 2000 rpm, penurunan tersebut terjadi pada *camshaft* durasi 218°, 228°, 238°, 248°, 258°, 268° dan 278°. Efisiensi thermal terbesar pada putaran 2000 rpm terjadi pada *camshaft* durasi 218° dengan nilai 32.95%.

Secara umum efisiensi thermal pada putaran rendah ke putaran tinggi akan mengalami peningkatan hingga putaran tertentu akan menurun kembali. Hal ini disebabkan karena efisiensi thermal merupakan fungsi dari daya dan *sfc*. Berdasarkan gambar 4.31, *trendline* yang terbentuk adalah parabolik terbuka kebawah. Semakin kecil durasi *camshaft* akan memperbesar nilai efisiensi thermal. Efisiensi thermal maksimum terjadi pada *camshaft* durasi 218° dengan nilai 26.92% /2000 rpm. Ini disebabkan karena pada putaran 2000 rpm, bahan bakar yang mengalir lebih sedikit dan daya yang dihasilkan juga relatif lebih besar, sehingga efisiensi thermal yang dihasilkan nilainya besar.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan efisiensi thermal dirata-rata maka *camshaft* dengan durasi 228° menghasilkan persentase kenaikan paling tinggi dari *camshaft* standar yang bernilai 248°. Dimana persentase kenaikan yang terjadi adalah 0.26 %. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan efisiensi thermal yang lebih baik dari yang dihasilkan oleh *camshaft* standar.

4. 6. 2. 6 Grafik Efisiensi Volumetris vs rpm Port Injection SOHC Simulasi



Gambar 4.18 Grafik Efisiensi Volumetris vs rpm Port Injection SOHC Simulasi

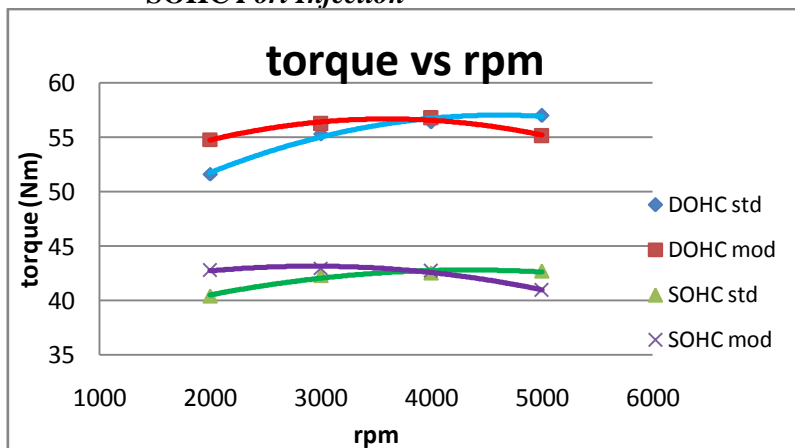
Dari gambar 4.18 dapat dilihat *trendline* kenaikan efisiensi volumetris terjadi mulai dari putaran *engine* 2000 rpm. Efisiensi volumetris terjadi penurunan pada putaran 5000 rpm, dan penurunan tersebut hanya terjadi pada *camshaft* durasi 218° dan 228°. Sedangkan pada *camshaft* 238°, 248°, 258°, 268° dan 278° efisiensi volumetris terus meningkat hingga putaran 5000 rpm..

Grafik diatas memiliki *trendline* yang sama dengan grafik efisiensi volumetris DOHC, dimana grafik menunjukkan bahwa dengan menggunakan *camshaft* durasi rendah menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih besar pada putaran rendah dan dengan menggunakan *camshaft* durasi tinggi menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih besar pada putaran tinggi. Faktor penyebabnya pun sama dengan DOHC yaitu disebabkan oleh aliran dinamik fluida yang masuk kedalam silinder, durasi *overlap*, dan tekanan kompresi dinamis yang terjadi di setiap putaran mesin.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan efisiensi volumetris dirata-rata maka *camshaft* dengan durasi 228° menghasilkan persentase kenaikan paling tinggi dari *camshaft* standar yang bernilai 248°. Dimana persentase kenaikan yang terjadi adalah 0.67 %. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih baik dari yang dihasilkan oleh *camshaft* standar.

4. 6. 3 Grafik Perbandingan Simulasi Hasil Terbaik DOHC *Direct Injection* dengan SOHC *Port Injection*

4. 6. 3. 1 Grafik Torsi vs rpm DOHC *Direct Injection* dengan SOHC *Port Injection*



Gambar 4.19 Grafik Torsi vs rpm DOHC *Direct Injection* dengan SOHC *Port Injection*

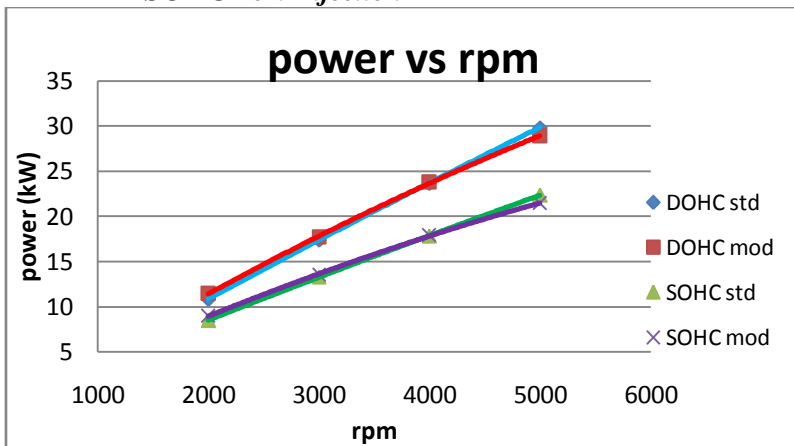
Dari gambar 4.19 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai torsi antara DOHC *direct injection* dengan SOHC *port injection*. Grafik diatas menunjukkan bahwa dengan menggunakan teknologi DOHC *direct injection* akan menghasilkan torsi yang lebih besar daripada SOHC *port injection*. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan torsi yang lebih besar pada putaran rendah, namun torsi menurun pada putaran tinggi. Ini terjadi baik pada SOHC maupun DOHC. Torsi terbesar SOHC *port injection* 42.72 N.m/5000 rpm dengan *camshaft* 248° dan torsi terbesar DOHC *direct injection* 57.01 N.m/5000 rpm dengan *camshaft* 248° .

Selisih nilai torsi dari SOHC *port injection* dengan DOHC *direct injection* disebabkan karena perbedaan teknologi *valve train* dan pemasukan bahan bakar. Dimana dengan teknologi DOHC akan menghasilkan mekanisme pergerakan katup yang lebih baik karena *losses* pada komponen *rocker-arm* sudah berkurang.

Selain itu teknologi DOHC juga memungkinkan luasan area pemasukan udara ke ruang bakar semakin lebar, sehingga udara yang masuk lebih banyak untuk meningkatkan efisiensi volumetris. Dan dengan ditambah teknologi *direct injection* maka efisiensi volumetris akan meningkat kembali, serta memperbaiki proses pembakaran didalam ruang bakar. Kompresi yang lebih tinggi juga berperan terhadap meningkatnya torsi pada DOHC *direct injection*, karena dengan kompresi yang lebih tinggi akan meningkatkan kualitas pembakaran. Dengan dua teknologi tersebut maka akan menghasilkan nilai torsi yang lebih besar daripada yang dihasilkan SOHC *port injection*.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan torsi dirata-rata maka dengan teknologi DOHC *direct injection* akan menghasilkan persentase kenaikan torsi sebesar 30%. Dan dapat disimpulkan bahwa dengan merubah SOHC *port injection* menjadi DOHC *direct injection* akan menghasilkan torsi yang lebih tinggi.

4. 6. 3. 2 Grafik Daya vs rpm DOHC Direct Injection dengan SOHC Port Injection



Gambar 4.20 Grafik Daya vs rpm DOHC Direct Injection dengan SOHC Port Injection

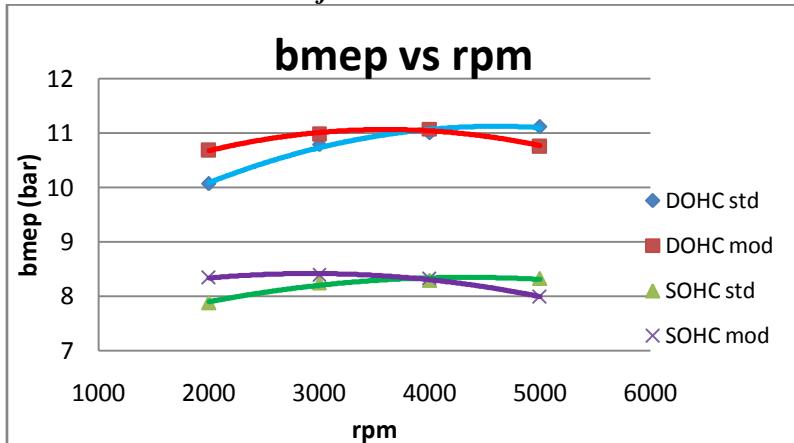
Berdasarkan gambar 4.20, semakin meningkatnya putaran *engine*, maka daya yang dihasilkan akan semakin meningkat. Karena daya merupakan fungsi torsi, maka daya juga akan mengalami penurunan pada putaran *engine* tertentu. Namun pada grafik, daya masih mampu melawan *mechanical friction* sehingga belum terlihat penurunannya hingga putaran 5000 rpm. Hal ini berlaku baik pada SOHC *port injection* maupun pada DOHC *direct injection*. Dari gambar 4.20 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai daya antara DOHC *direct injection* dengan SOHC *port injection*. Grafik diatas menunjukkan bahwa dengan menggunakan teknologi DOHC *direct injection* akan menghasilkan daya yang lebih besar daripada SOHC *port injection*. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan daya yang lebih besar pada putaran rendah, namun daya menurun pada putaran tinggi. Ini terjadi baik pada SOHC maupun DOHC. Daya terbesar SOHC *port injection* 22.37 kW/5000 rpm dengan *camshaft* 248° dan torsi terbesar DOHC *direct injection* 28.85 kW/5000 rpm dengan *camshaft* 248° .

Sama halnya dengan torsi, selisih nilai daya dari SOHC *port injection* dengan DOHC *direct injection* disebabkan karena perbedaan teknologi *valve train* dan pemasukan bahan bakar. Dimana dengan teknologi DOHC akan menghasilkan mekanisme pergerakan katup yang lebih baik karena *losses* pada komponen *rocker-arm* sudah berkurang. Selain itu teknologi DOHC juga memungkinkan luasan area pemasukan udara ke ruang bakar semakin lebar, sehingga udara yang masuk lebih banyak untuk meningkatkan efisiensi volumetris. Dan dengan ditambah teknologi *direct injection* maka efisiensi volumetris akan meningkat kembali, serta memperbaiki proses pembakaran didalam ruang bakar. Kompresi yang lebih tinggi juga berperan terhadap meningkatnya daya pada DOHC *direct injection*, karena dengan kompresi yang lebih tinggi akan meningkatkan kualitas pembakaran. Dengan dua teknologi tersebut maka akan menghasilkan nilai daya yang lebih besar daripada yang dihasilkan SOHC *port injection*.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan daya dirata-rata maka dengan teknologi DOHC *direct injection* akan

menghasilkan persentase kenaikan daya sebesar 30%. Dan dapat disimpulkan bahwa dengan merubah SOHC *port injection* menjadi DOHC *direct injection* akan menghasilkan daya yang lebih tinggi.

4. 6. 3. 3 Grafik *bmep* vs rpm DOHC Direct Injection dengan SOHC Port Injection



Gambar 4.21 Grafik *bmep* vs rpm DOHC Direct Injection dengan SOHC Port Injection

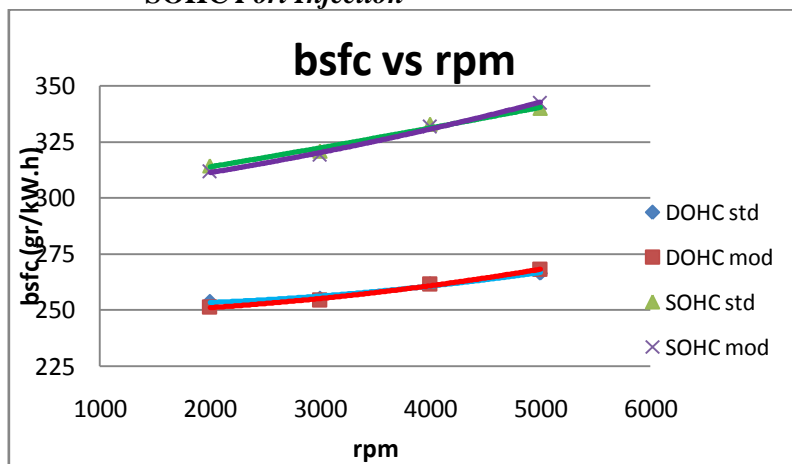
Dari gambar 4.21 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai *bmep* antara DOHC *direct injection* dengan SOHC *port injection*. Grafik diatas menunjukkan bahwa dengan menggunakan teknologi DOHC *direct injection* akan menghasilkan *bmep* yang lebih besar daripada SOHC *port injection*. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan *bmep* yang lebih besar pada putaran rendah, namun *bmep* menurun pada putaran tinggi. Ini terjadi baik pada SOHC maupun DOHC. *Bmep* terbesar SOHC *port injection* 8.33 bar/5000 rpm dengan *camshaft* 248° dan torsi terbesar DOHC *direct injection* 11.12 bar/5000 rpm dengan *camshaft* 248°.

Karena *bmep* merupakan fungsi daya, maka selisih nilai daya dari SOHC *port injection* dengan DOHC *direct injection* disebabkan oleh hal yang sama, yaitu karena perbedaan teknologi

valve train dan pemasukan bahan bakar. Dimana dengan teknologi DOHC akan menghasilkan mekanisme pergerakan katup yang lebih baik karena *losses* pada komponen *rocker-arm* sudah berkurang. Selain itu teknologi DOHC juga memungkinkan luasan area pemasukan udara ke ruang bakar semakin lebar, sehingga udara yang masuk lebih banyak untuk meningkatkan efisiensi volumetris. Dan dengan ditambah teknologi *direct injection* maka efisiensi volumetris akan meningkat kembali, serta memperbaiki proses pembakaran didalam ruang bakar. Kompresi yang lebih tinggi juga berperan terhadap meningkatnya *bme_p* pada DOHC *direct injection*, karena dengan kompresi yang lebih tinggi akan meningkatkan kualitas pembakaran.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan *bme_p* dirata-rata maka dengan teknologi DOHC *direct injection* akan menghasilkan persentase kenaikan *bme_p* sebesar 30%. Dan dapat disimpulkan bahwa dengan merubah SOHC *port injection* menjadi DOHC *direct injection* akan menghasilkan *bme_p* yang lebih tinggi.

4. 6. 3. 4 Grafik *bsfc* vs rpm DOHC *Direct Injection* dengan SOHC *Port Injection*



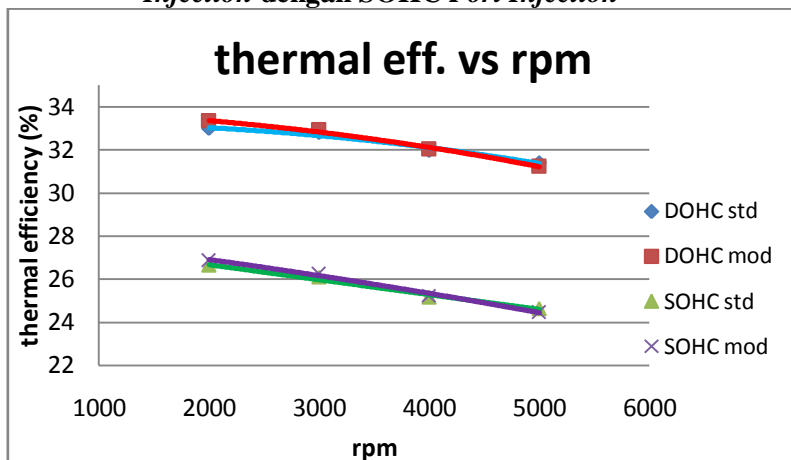
Gambar 4.22 Grafik *bsfc* vs rpm DOHC *Direct Injection* dengan SOHC *Port Injection*

Dari gambar 4.22 Dapat diketahui bahwa SOHC *port injection* lebih banyak mengkonsumsi bahan bakar daripada DOHC *direct injection*. Dimana dengan teknologi SOHC *port injection* hanya dapat menghasilkan *bsfc* terendah pada durasi 228° dengan nilai 311.62 gr/kW.h / 2000 rpm, sedangkan dengan teknologi DOHC *direct injection* mampu menghasilkan *bsfc* bakar yang lebih rendah pada durasi 228° dengan nilai 251.15 gr/kW.h / 2000 rpm.

Selisih nilai yang terjadi berkaitan dengan teknologi pemasukan bahan bakar, dimana pada DOHC sudah menggunakan *direct injection*, sedangkan pada SOHC masih menggunakan *port injection*. Dengan teknologi pemasukan bahan bakar *direct injection* memungkinkan terjadinya pembilasan yang lebih baik tanpa membuang bahan bakar pada saat kondisi *overlap*. *Direct injection* hanya menggunakan udara saat langkah pembilasan, sehingga penggunaan bahan bakar akan lebih hemat. Selain itu, dengan kompresi yang lebih tinggi pada DOHC *direct injection* akan menghasilkan pembakaran yang lebih baik, hal ini akan memaksimalkan penggunaan panas yang terkandung pada bahan bakar, yang berujung pada penurunan nilai *bsfc*.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika penurunan *bsfc* dirata-rata maka dengan teknologi DOHC *direct injection* akan menghasilkan persentase penurunan *bsfc* sebesar 20%. Dan dapat disimpulkan bahwa dengan merubah SOHC *port injection* menjadi DOHC *direct injection* akan menghasilkan *bsfc* yang lebih rendah.

4. 6. 3. 5 Grafik Efisiensi Thermal vs rpm DOHC *Direct Injection* dengan SOHC *Port Injection*



Gambar 4.23 Grafik Efisiensi Thermal vs rpm DOHC *Direct Injection* dengan SOHC *Port Injection*

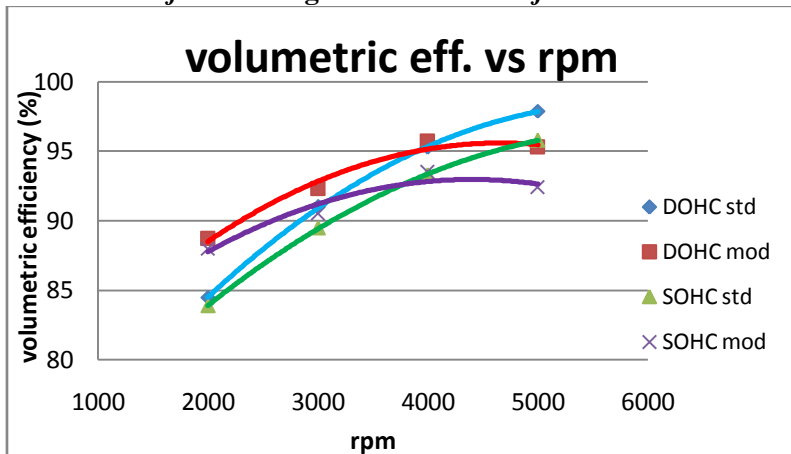
Dari gambar 4.23 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai efisiensi thermal antara DOHC *direct injection* dengan SOHC *port injection*. Grafik diatas menunjukkan bahwa dengan menggunakan teknologi DOHC *direct injection* akan menghasilkan efisiensi thermal yang lebih besar daripada SOHC *port injection*. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan efisiensi thermal yang lebih besar pada putaran rendah, namun efisiensi thermal menurun pada putaran tinggi. Dengan teknologi DOHC *direct injection* mampu manghasilkan efisiensi thermal hingga 33.33%/2000 rpm pada *camshaft* 228°, sedangkan SOHC *port injection* hanya 26.87%/2000 rpm *camshaft* 228°.

Dari gambar 4.37 dapat diketahui bahwa DOHC *direct injection* lebih banyak efisien daripada SOHC *port injection*. Hal ini berkaitan dengan teknologi pemasukan bahan bakar, dimana pada DOHC sudah menggunakan *direct injection*, sedangkan pada SOHC masih menggunakan *port injection*. Dengan teknologi pemasukan bahan bakar *direct injection* memungkinkan terjadinya pembilasan

yang lebih baik tanpa membuang bahan bakar pada saat kondisi *overlap*. *Direct injection* hanya menggunakan udara saat langkah pembilasan, sehingga tidak ada bahan bakar yang terbuang sia-sia. Selain itu, dengan kompresi yang lebih tinggi pada DOHC *direct injection* akan menghasilkan pembakaran yang lebih baik, hal ini akan memaksimalkan penggunaan panas yang terkandung pada bahan bakar, yang berujung pada peningkatan efisiensi thermal.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan efisiensi thermal dirata-rata maka dengan teknologi DOHC *direct injection* akan menghasilkan persentase peningkatan efisiensi sebesar 26%. Dan dapat disimpulkan bahwa dengan merubah SOHC *port injection* menjadi DOHC *direct injection* akan menghasilkan efisiensi thermal yang lebih besar.

4. 6. 3. 6 Grafik Efisiensi Volumetris vs rpm DOHC *Direct Injection* dengan SOHC *Port Injection*



Gambar 4.24 Grafik Efisiensi Volumetris vs rpm DOHC *Direct Injection* dengan SOHC *Port Injection*

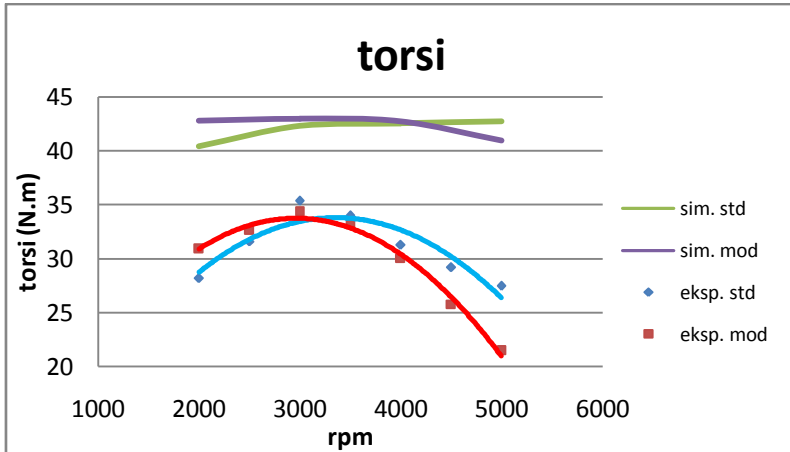
Dari gambar 4.24 dapat dilihat bahwa teknologi DOHC *direct injection* menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih tinggi dari SOHC *port injection*. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih besar pada putaran rendah, namun efisiensi volumetris menurun pada putaran tinggi. Dengan teknologi DOHC *direct injection* mampu menghasilkan efisiensi volumetris hingga 97.9%/5000 rpm pada *camshaft* 248° , sedangkan SOHC *port injection* hanya 95.8%/5000 rpm pada *camshaft* 248° .

Meningkatnya efisiensi volumetris pada DOHC *direct injection* berkaitan dengan teknologi pemasukan bahan bakar, dimana pada DOHC sudah menggunakan *direct injection*, sedangkan pada SOHC masih menggunakan *port injection*. Dengan teknologi pemasukan bahan bakar *direct injection* memungkinkan terjadinya pemasukan udara yang lebih banyak karena pada proses induksi hanya udara saja yang dimasukkan ke dalam silinder, sehingga dapat meningkatkan efisiensi volumetris. Selain itu teknologi DOHC juga berperan sebagai peningkat efisiensi volumetris, dengan teknologi DOHC akan memperlebar luasan saluran masuk, sehingga aliran yang melalui *intake* akan lebih banyak dan berujung pada peningkatan efisiensi volumetris.

Dari data tabel untuk grafik diatas, jika peningkatan efisiensi volumetris dirata-rata maka dengan teknologi DOHC *direct injection* akan menghasilkan persentase kenaikan *bme_p* sebesar 2%. Dan dapat disimpulkan bahwa dengan merubah SOHC *port injection* menjadi DOHC *direct injection* akan menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih tinggi.

4. 6. 4 Grafik Eksperimen *Camshaft* Standar dengan Modifikasi pada *Port Injection* SOHC

4. 6. 4. 1 Grafik Torsi vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



Gambar 4.25 Grafik Torsi vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi

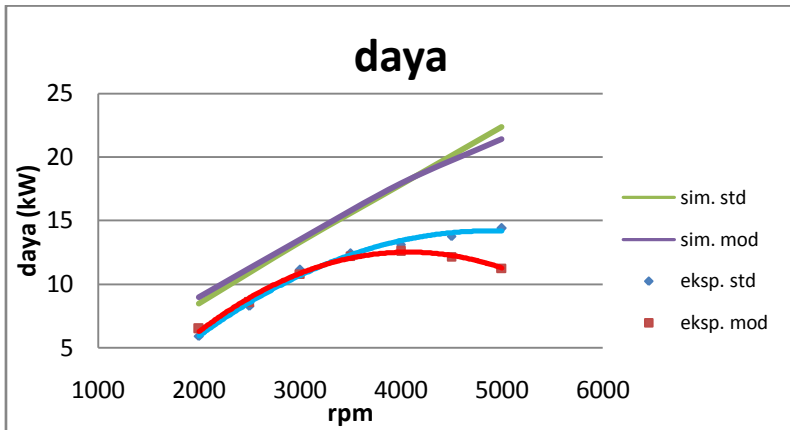
Dari gambar 4.25 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai torsi antara hasil eksperimen dengan simulasi. Grafik diatas menunjukkan bahwa simulasi menghasilkan torsi yang lebih besar daripada eksperimen. Jika selisih nilai torsi dirata-rata maka persentase selisihnya sekitar 30%. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan torsi yang lebih besar pada putaran rendah, namun torsi menurun pada putaran tinggi. Ini terjadi baik pada simulasi maupun eksperimen. Torsi terbesar simulasi 35.36 N.m/3000 rpm dengan *camshaft* 248° dan torsi terbesar eksperimen 42.78 N.m/2000 rpm dengan *camshaft* 228° .

Selisih nilai torsi dari simulasi dan eksperimen disebabkan oleh beberapa faktor, baik dari faktor *software* simulasi, *engine*, alat ukur maupun pembacaan alat ukur. Yang pertama dari faktor *software*, yaitu karena data *input* yang diberikan dianggap ideal seperti *combustion efficiency* 80%, *timing heat-phase* yang sempurna, *air fuel ratio* selalu stokiometri, temperatur dan udara

luar yang selalu konstan, serta faktor-faktor lainnya. Sedangkan yang kedua dari faktor *engine*, dimana kondisi *engine* tersebut tidak 100% baik karena sudah digunakan untuk pengujian-pengujian sebelumnya serta sudah dilakukan proses bongkar-pasang dalam jumlah yang banyak. Sehingga kondisi tersebut dapat mempengaruhi hasil pengukuran unjuk kerja. Jika ditinjau dari bentuk grafik yang terjadi, torsi cenderung menurun pada putaran tinggi, hal ini disebabkan karena pada putaran *engine* lebih dari 3000 rpm akan terjadi *looses* panas yang besar akibat gesekan, selain itu proses pembakaran yang terjadi sangat cepat sehingga bahan bakar tidak dapat terbakar sempurna, maka torsi yang dihasilkan akan menurun. Selain selisih nilai torsi, perbedaan juga terjadi pada hasil unjuk kerja modifikasi *camshaft*. Meskipun pola *trendline* grafik berbentuk serupa, yaitu pada putaran rendah baik menggunakan *camshaft* durasi rendah dan pada putaran tinggi baik menggunakan *camshaft* durasi tinggi. Namun jika dirata-rata hasilnya akan berbeda, dimana dari hasil simulasi menunjukkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* akan meningkatkan torsi sekitar 0.923%, akan tetapi dari hasil eksperimen menunjukkan bahwa torsi menurun hingga 4.2%. ini terjadi karena pada putaran tinggi, *camshaft* durasi rendah tidak mencukupi kebutuhan campuran udara dan bahan bakar yang masuk kedalam silinder, sehingga torsi yang dihasilkan pada putaran tinggi akan turun drastis.

Dari data unjuk kerja yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa hasil simulasi tidak sepenuhnya sejalan dengan hasil eksperimen. Hal ini dapat disebabkan oleh banyak faktor, baik dari sisi simulasi, *engine* maupun kondisi lingkungan eksperimen. Dan kesimpulan utama adalah, dengan menurunkan durasi *camshaft* akan menurunkan torsi secara rata-rata dari putaran rendah hingga putaran tinggi. Namun *camshaft* durasi rendah akan efektif digunakan pada putaran rendah karena dapat meningkatkan nilai torsi, dan hal ini telah dibuktikan dari hasil simulasi dan eksperimen.

4. 6. 4. 2 Grafik Daya vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



Gambar 4.26 Grafik Daya vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi

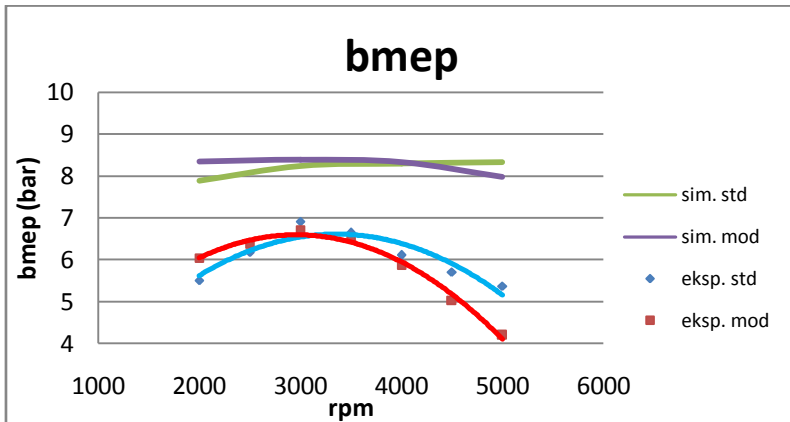
Berdasarkan gambar 4.26, semakin meningkatnya putaran *engine*, maka daya yang dihasilkan akan semakin meningkat. Karena daya merupakan fungsi torsi, maka daya juga akan mengalami penurunan pada putaran *engine* tertentu. Dari gambar 4.39 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai daya antara hasil eksperimen dengan simulasi. Grafik diatas menunjukkan bahwa simulasi menghasilkan daya yang lebih besar daripada eksperimen. Jika selisih nilai daya dirata-rata maka persentase selisihnya sekitar 30%. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan daya yang sedikit lebih besar pada putaran rendah, namun daya menurun pada putaran tinggi. Ini terjadi baik pada simulasi maupun eksperimen. Daya terbesar simulasi 22.37 kW/5000 rpm dengan *camshaft* 248° dan daya terbesar eksperimen 13.75/4500 rpm dengan *camshaft* 248°.

Karena daya merupakan fungsi torsi, maka selisih nilai daya dari simulasi dan eksperimen juga disebabkan oleh beberapa faktor yang sama dengan torsi, yaitu dari faktor *software* simulasi, *engine*, alat ukur maupun pembacaan alat ukur. Yang pertama dari faktor *software*, disebabkan karena data *input* yang diberikan

dianggap ideal seperti *combustion efficiency* 80%, *timing heat-phase* yang sempurna, *air fuel ratio* selalu stokiometri, temperatur dan udara luar yang selalu konstan, serta faktor-faktor lainnya. Sedangkan yang kedua dari faktor *engine*, dimana kondisi *engine* tersebut tidak 100% baik karena sudah digunakan untuk pengujian-pengujian sebelumnya serta sudah dilakukan proses bongkar-pasang dalam jumlah yang banyak. Sehingga kondisi tersebut dapat mempengaruhi hasil pengukuran unjuk kerja. Selain selisih nilai daya, perbedaan juga terjadi pada hasil unjuk kerja modifikasi *camshaft*. Pola *trendline* grafik berbeda bentuk, yaitu daya pada simulasi terus meningkat hingga putaran 5000 rpm, sedangkan daya pada eksperimen menurun pada putaran 4500 rpm. Hal ini disebabkan karena faktor *mechanical friction* pada simulasi dianggap ideal, sehingga daya simulasi mampu meningkat dan melawan *mechanical friction* tersebut. Namun pada eksperimen, faktor *mechanical friction* tidak dapat dihindarkan, sehingga pada putaran 4500 rpm daya sudah tidak mampu melawan *mechanical friction* tersebut dan daya pun akan menurun. Selain itu, jika dirata-rata hasil daya akibat modifikasi *camshaft* akan berbeda, dimana dari hasil simulasi menunjukkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* akan meningkatkan daya sekitar 0.935%, akan tetapi dari hasil eksperimen menunjukkan bahwa daya menurun hingga 4.2%. ini terjadi karena pada putaran tinggi, *camshaft* durasi rendah tidak mencukupi kebutuhan campuran udara dan bahan bakar yang masuk kedalam silinder, sehingga daya yang dihasilkan pada putaran tinggi akan turun drastis.

Dari data unjuk kerja yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa hasil simulasi tidak sepenuhnya sejalan dengan hasil eksperimen. Hal ini dapat disebabkan oleh banyak faktor, baik dari sisi simulasi, *engine* maupun kondisi lingkungan eksperimen. Dan kesimpulan utama adalah, dengan menurunkan durasi *camshaft* akan menurunkan daya secara rata-rata dari putaran rendah hingga putaran tinggi. Namun *camshaft* durasi rendah akan efektif digunakan pada putaran rendah karena dapat meningkatkan nilai daya, dan hal ini telah dibuktikan dari hasil simulasi dan eksperimen.

4. 6. 4. 3 Grafik *bmep* vs rpm Camshaft Standar dengan Modifikasi



Gambar 4.27 Grafik *bmep* vs rpm Camshaft Standar dengan Modifikasi

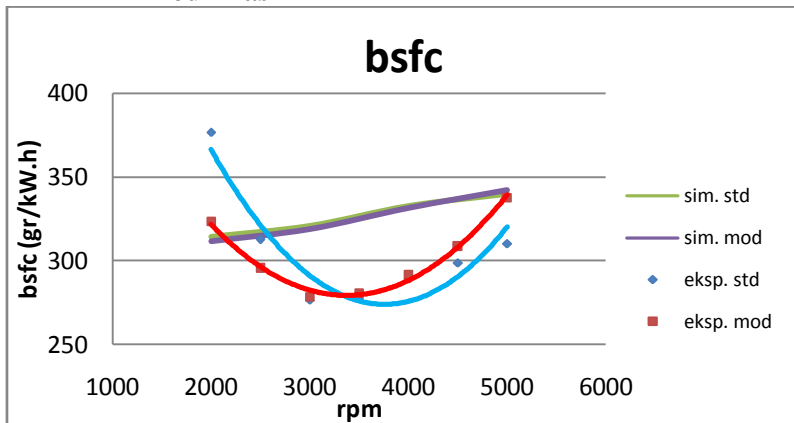
Dari gambar 4.27 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai *bmep* antara simulasi dengan eksperimen. Grafik diatas menunjukkan bahwa simulasi menghasilkan *bmep* yang lebih besar daripada eksperimen. Jika selisih nilai *bmep* dirata-rata maka persentase selisihnya sekitar 30%. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan *bmep* yang lebih besar pada putaran rendah, namun *bmep* menurun pada putaran tinggi. Ini terjadi baik pada simulasi maupun eksperimen. *Bmep* terbesar simulasi 8.39 bar/3000 rpm dengan *camshaft* 228° dan torsi terbesar eksperimen 6.91 bar/3000 rpm dengan *camshaft* 248° .

Karena *bmep* merupakan fungsi daya, maka selisih nilai *bmep* dari simulasi dan eksperimen disebabkan oleh hal yang sama dengan daya, yaitu disebabkan oleh beberapa faktor, baik dari faktor *software* simulasi, *engine*, alat ukur maupun pembacaan alat ukur. Yang pertama dari faktor *software*, yaitu karena data *input* yang diberikan dianggap ideal seperti *combustion efficiency* 80%, *timing heat-phase* yang sempurna, *air fuel ratio* selalu stokiometri, temperatur dan udara luar yang selalu konstan, serta faktor-faktor lainnya. Sedangkan yang kedua dari faktor *engine*, dimana kondisi

engine tersebut tidak 100% baik karena sudah digunakan untuk pengujian-pengujian sebelumnya serta sudah dilakukan proses bongkar-pasang dalam jumlah yang banyak. Sehingga kondisi tersebut dapat mempengaruhi hasil pengukuran unjuk kerja. Selain selisih nilai *b MEP*, perbedaan juga terjadi pada hasil unjuk kerja modifikasi *camshaft*. Meskipun pola *trendline* grafik berbentuk serupa, yaitu pada putaran rendah baik menggunakan *camshaft* durasi rendah dan pada putaran tinggi baik menggunakan *camshaft* durasi tinggi. Namun jika dirata-rata hasilnya akan berbeda, dimana dari hasil simulasi menunjukkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* akan meningkatkan *b MEP* sekitar 0.982%, akan tetapi dari hasil eksperimen menunjukkan bahwa *b MEP* menurun hingga 4.2%. ini terjadi karena pada putaran tinggi, *camshaft* durasi rendah tidak mencukupi kebutuhan campuran udara dan bahan bakar yang masuk kedalam silinder, sehingga *b MEP* yang dihasilkan pada putaran tinggi akan turun drastis.

Dari data unjuk kerja yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa hasil simulasi tidak sepenuhnya sejalan dengan hasil eksperimen. Hal ini dapat disebabkan oleh banyak faktor, baik dari sisi simulasi, *engine* maupun kondisi lingkungan eksperimen. Dan kesimpulan utama adalah, dengan menurunkan durasi *camshaft* akan menurunkan *b MEP* secara rata-rata dari putaran rendah hingga putaran tinggi. Namun *camshaft* durasi rendah akan efektif digunakan pada putaran rendah karena dapat meningkatkan nilai *b MEP*, dan hal ini telah dibuktikan dari hasil simulasi dan eksperimen.

4. 6. 4. 4 Grafik *bsfc* vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



Gambar 4.28 Grafik *bsfc* vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi

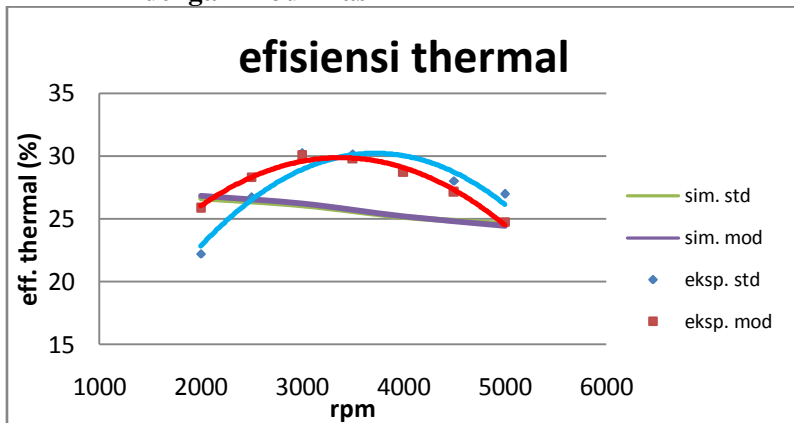
Dari gambar 4.28 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai *bsfc* antara simulasi dengan eksperimen. Grafik diatas menunjukkan bahwa simulasi menghasilkan *bsfc* yang lebih besar daripada eksperimen. Jika selisih nilai *bsfc* dirata-rata maka persentase selisihnya sekitar 5%. Dimana pada hasil simulasi, *bsfc* terus meningkat seiring dengan meningkatnya putaran *engine*, sedangkan dari hasil eksperimen, *trendline bsfc* berbentuk parabolik terbuka keatas dengan *bsfc* terendah pada putaran *engine* 3000 rpm. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan *bsfc* yang lebih rendah pada putaran rendah, namun *bsfc* meningkat pada putaran tinggi. Ini terjadi baik pada simulasi maupun eksperimen. *Bsfc* terendah simulasi 311.62 gr/kW.h /2000 rpm dengan *camshaft* 228° dan *bsfc* terbesar eksperimen 276.62 gr/kW.h /3000 rpm dengan *camshaft* 248°.

Karena *bsfc* merupakan fungsi daya, maka selisih nilai *bsfc* dari simulasi dan eksperimen disebabkan oleh hal yang sama dengan daya, yaitu disebabkan oleh beberapa faktor, baik dari faktor *software* simulasi maupun, *engine*, alat ukur maupun pembacaan alat ukur. Yang pertama dari faktor *software*, yaitu karena data *input*

yang diberikan dianggap ideal seperti *combustion efficiency* 80%, *timing heat-phase* yang sempurna, *air fuel ratio* selalu stokiometri, temperatur dan udara luar yang selalu konstan, serta faktor-faktor lainnya. Sedangkan yang kedua dari faktor *engine*, dimana kondisi *engine* tersebut tidak 100% baik karena sudah digunakan untuk pengujian-pengujian sebelumnya serta sudah dilakukan proses bongkar-pasang dalam jumlah yang banyak. Sehingga kondisi tersebut dapat mempengaruhi hasil pengukuran unjuk kerja. Selain selisih nilai *bsfc*, perbedaan juga terjadi pada hasil unjuk kerja modifikasi *camshaft*. Pola *trendline* grafik berbeda bentuk, yaitu *bsfc* pada simulasi terus meningkat hingga putaran 5000 rpm, sedangkan daya pada eksperimen menurun pada putaran 2000 rpm hingga 3000 rpm, kemudian meningkat dari putaran 3500 rpm hingga 5000 rpm. Dan jika dirata-rata hasilnya akan berbeda, dimana dari hasil simulasi menunjukkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* akan menurunkan *bsfc* sekitar 0.244%, akan tetapi dari hasil eksperimen menunjukkan bahwa *bsfc* menurun hingga 0.68%. ini terjadi karena *camshaft* durasi rendah memiliki waktu yang lebih singkat untuk memasukkan campuran udara dan bahan bakar kedalam silinder, sehingga *bsfc* yang dihasilkan akan menurun.

Dari data unjuk kerja yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa hasil simulasi tidak sepenuhnya sejalan dengan hasil eksperimen. Hal ini dapat disebabkan oleh banyak faktor, baik dari sisi simulasi, *engine* maupun kondisi lingkungan eksperimen. Dan kesimpulan utama adalah, dengan menurunkan durasi *camshaft* akan menurunkan *bsfc* secara rata-rata dari putaran rendah hingga putaran tinggi. Namun *camshaft* durasi rendah akan efektif digunakan pada putaran rendah karena dapat menurunkan nilai *bsfc*, dan hal ini telah dibuktikan dari hasil simulasi dan eksperimen.

4. 6. 4. 5 Grafik Efisiensi Thermal vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



Gambar 4.29 Grafik Efisiensi Thermal vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi

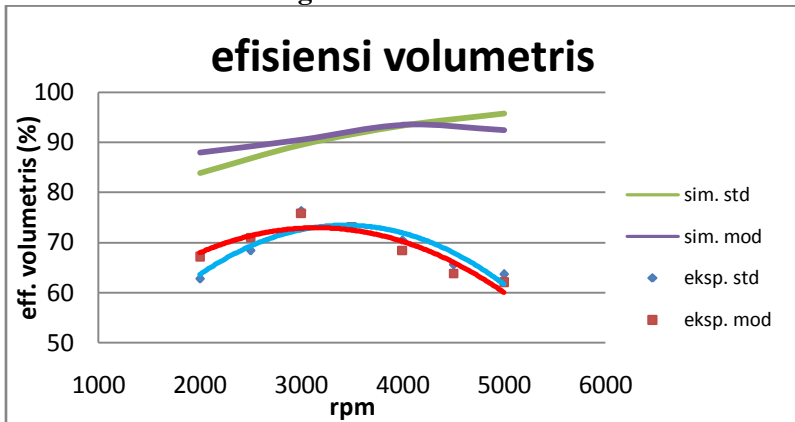
Dari gambar 4.29 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai efisiensi thermal antara hasil simulasi dengan eksperimen. Grafik diatas menunjukkan bahwa eksperimen menghasilkan efisiensi thermal yang lebih besar daripada simulasi. Jika selisih nilai efisiensi thermal dirata-rata maka persentase selisihnya sekitar 4%. Dimana pada hasil simulasi, efisiensi thermal terus menurun seiring dengan meningkatnya putaran *engine*, sedangkan dari hasil eksperimen, *trendline* efisiensi thermal berbentuk parabolik terbuka kebawah dengan efisiensi thermal tertinggi pada putaran *engine* 3000 rpm. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan efisiensi thermal yang lebih tinggi pada putaran rendah, namun efisiensi thermal menurun pada putaran tinggi. Ini terjadi baik pada simulasi maupun eksperimen. Efisiensi thermal tertinggi simulasi 26.87% /2000 rpm dengan *camshaft* 228° dan torsi terbesar eksperimen 30.26% /3000 rpm dengan *camshaft* 248°.

Karena efisiensi thermal merupakan fungsi daya dan *sfc*, maka selisih nilai efisiensi thermal dari simulasi dan eksperimen disebabkan oleh beberapa faktor, baik dari faktor *software* simulasi maupun, *engine*, alat ukur maupun pembacaan alat ukur. Yang

pertama dari faktor *software*, yaitu karena data *input* yang diberikan dianggap ideal seperti *combustion efficiency* 80%, *timing heat-phase* yang sempurna, *air fuel ratio* selalu stokiometri, temperatur dan udara luar yang selalu konstan, serta faktor-faktor lainnya. Sedangkan yang kedua dari faktor *engine*, dimana kondisi *engine* tersebut tidak 100% baik karena sudah digunakan untuk pengujian-pengujian sebelumnya serta sudah dilakukan proses bongkar-pasang dalam jumlah yang banyak. Sehingga kondisi tersebut dapat mempengaruhi hasil pengukuran unjuk kerja. Selain selisih nilai efisiensi thermal, perbedaan juga terjadi pada hasil unjuk kerja modifikasi *camshaft*. Pola *trendline* grafik berbeda bentuk, yaitu efisiensi thermal pada simulasi terus menurun hingga putaran 5000 rpm, sedangkan efisiensi thermal pada eksperimen meningkat pada putaran 2000 rpm hingga 3000 rpm, kemudian menurun dari putaran 3500 rpm hingga 5000 rpm. Dan jika dirata-rata hasilnya akan berbeda, dimana dari hasil simulasi menunjukkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* akan meningkatkan efisiensi thermal sekitar 0.256%, akan tetapi dari hasil eksperimen menunjukkan bahwa *bsfc* menurun hingga 1.18%.

Dari data unjuk kerja yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa hasil simulasi tidak sepenuhnya sejalan dengan hasil eksperimen. Hal ini dapat disebabkan oleh banyak faktor, baik dari sisi simulasi, *engine* maupun kondisi lingkungan eksperimen. Dan kesimpulan utama adalah, dengan menurunkan durasi *camshaft* akan meningkatkan efisiensi thermal secara rata-rata dari putaran rendah hingga putaran tinggi. Namun *camshaft* durasi rendah akan efektif digunakan pada putaran rendah karena dapat meningkatkan efisiensi thermal, dan hal ini telah dibuktikan dari hasil simulasi dan eksperimen.

4. 6. 4. 6 Grafik Efisiensi Volumetris vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



Gambar 4.30 Grafik Efisiensi Volumetris vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi

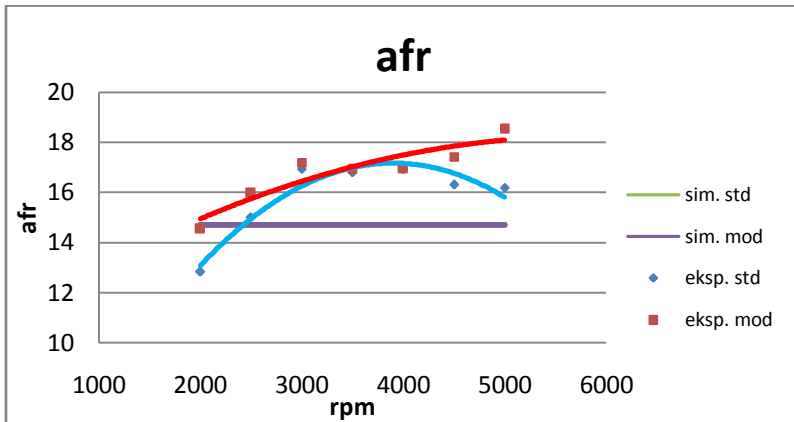
Dari gambar 4.30 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai efisiensi volumetris antara hasil simulasi dengan eksperimen. Grafik diatas menunjukkan bahwa simulasi menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih besar daripada eksperimen. Jika selisih nilai efisiensi volumetris dirata-rata maka persentase selisihnya sekitar 33%. Dimana pada hasil simulasi, efisiensi volumetris terus meningkat seiring dengan meningkatnya putaran *engine*, sedangkan dari hasil eksperimen, *trendline* efisiensi volumetris berbentuk parabolik terbuka kebawah dengan efisiensi volumetris tertinggi pada putaran *engine* 3000 rpm. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih tinggi pada putaran rendah, namun efisiensi volumetris menurun pada putaran tinggi. Ini terjadi baik pada simulasi maupun eksperimen. Efisiensi volumetris tertinggi simulasi 95.8% /5000 rpm dengan *camshaft* 248° dan efisiensi volumetris terbesar eksperimen 76.38% /3000 rpm dengan *camshaft* 248°.

Dari grafik tersebut juga dapat diketahui bahwa dengan menggunakan *camshaft* durasi rendah menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih besar pada putaran rendah dan dengan

menggunakan *camshaft* durasi tinggi menghasilkan efisiensi volumetris yang lebih besar pada putaran tinggi. Ini disebabkan karena pada putaran rendah laju aliran udara bergerak lambat, selain itu pergerakan mekanisme *engine* juga terjadi secara lambat. Dengan *camshaft* durasi rendah durasi *overlap* yang kecil mengakibatkan udara masuk ke silinder dengan baik karena tidak banyak udara yang terbuang sia-sia sehingga menghasilkan pemasukan udara yang baik. Saat putaran tinggi laju aliran udara bergerak cepat, selain itu pergerakan mekanisme *engine* juga terjadi secara cepat. Dengan *camshaft* durasi tinggi durasi *overlap* yang besar mengakibatkan proses pembilasan gas sisa pembakaran terjadi dengan baik. Selain itu proses penginduksian juga terjadi secara cepat dan udara yang masuk lebih banyak pada *camshaft* durasi tinggi, sehingga menghasilkan pemasukan udara yang baik dan juga menghasilkan efisiensi volumetris yang besar pada putaran tinggi.

Dari data unjuk kerja yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa hasil simulasi tidak sepenuhnya sejalan dengan hasil eksperimen. Hal ini dapat disebabkan oleh banyak faktor, baik dari sisi simulasi, *engine* maupun kondisi lingkungan eksperimen. Dan kesimpulan utama adalah, dengan menurunkan durasi *camshaft* akan meningkatkan efisiensi volumetris secara rata-rata dari putaran rendah hingga putaran tinggi. Namun *camshaft* durasi rendah akan efektif digunakan pada putaran rendah karena dapat meningkatkan nilai efisiensi volumetris, dan hal ini telah dibuktikan dari hasil simulasi dan eksperimen.

4. 6. 4. 7 Grafik *AFR* vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



Gambar 4.31 Grafik *AFR* vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi

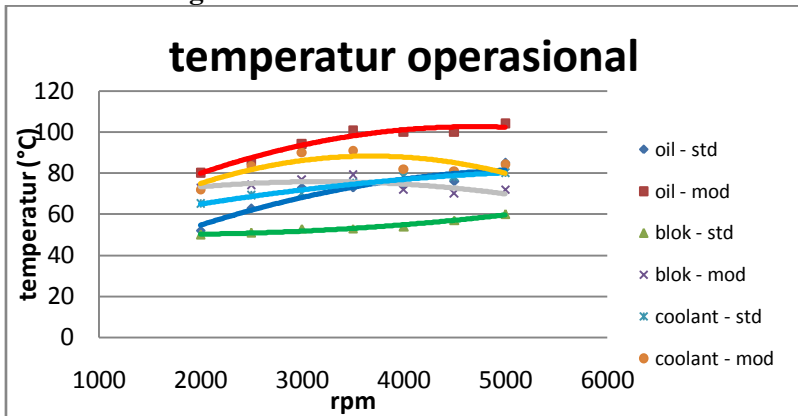
Air fuel ratio (afr) adalah perbandingan campuran udara dan bahan bakar yang masuk kedalam silinder. *Afr* berperan penting terhadap proses pembakaran didalam ruang bakar. Pembakaran akan terjadi dengan baik apabila *afr* sesuai dengan nilai stokiometri. Dimana nilai stokiometri bervariasi tergantung pada bahan bakar yang digunakan. Pada *internal combustion engine*, *afr* dapat diatur sesuai dengan kebutuhan *engine*. Pada system pemasukan bahan bakar *fuel injection*, *afr* diatur oleh ECU yang sebelumnya telah memproses berbagai parameter kondisi *engine* dengan menggunakan sensor. Dari gambar 4.31 dapat dilihat bahwa terjadi selisih nilai *afr* antara hasil simulasi dengan eksperimen. Grafik diatas menunjukkan bahwa simulasi menghasilkan *afr* yang relatif lebih rendah dari nilai *afr* eksperimen. Jika selisih nilai *afr* dirata-rata maka persentase selisihnya sekitar 8%. Dimana pada hasil simulasi, *afr* selalu konstan seiring dengan meningkatnya putaran *engine*, sedangkan dari hasil eksperimen, *trendline afr* meningkat seiring meningkatnya putaran *engine*. Selain itu dengan memodifikasi *camshaft* menjadi 228° akan menghasilkan nilai *afr*

yang lebih tinggi pada setiap putaran *engine*. *Afr* tertinggi eksperimen 18.53 /3000 rpm dengan *camshaft* 228°.

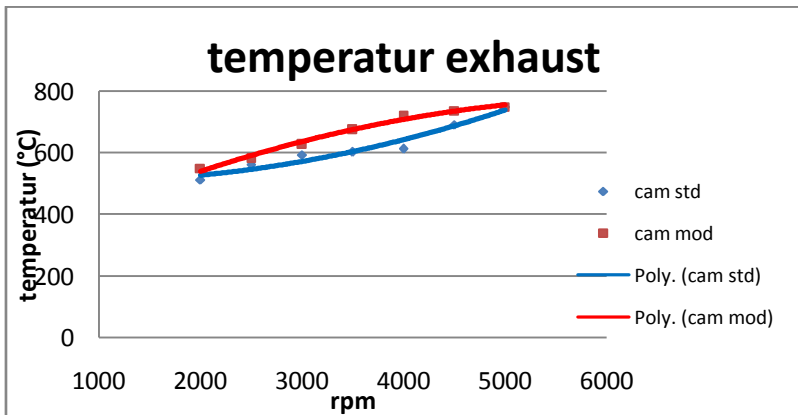
Selisih nilai *afr* simulasi dengan eksperimen disebabkan oleh beberapa faktor, baik dari faktor *software* simulasi maupun, *engine*, alat ukur maupun pembacaan alat ukur. Yang pertama dari faktor *software*, yaitu karena data *input* yang diberikan dianggap ideal seperti *air fuel ratio* selalu stokiometri, temperatur dan udara luar yang selalu konstan, jenis kakasaran pipa ideal, serta faktor-faktor lainnya. Sedangkan yang kedua dari faktor *engine*, dimana kondisi *engine* tersebut tidak 100% baik karena sudah digunakan untuk pengujian-pengujian sebelumnya serta sudah dilakukan proses bongkar-pasang dalam jumlah yang banyak. Sehingga kondisi tersebut dapat mempengaruhi hasil pengukuran unjuk kerja. Selain selisih nilai *afr*, perbedaan juga terjadi pada hasil unjuk kerja modifikasi *camshaft*. Pola *trendline* grafik berbeda bentuk, yaitu *afr* pada simulasi selalu kostan seiring meningkatnya putaran *engine*, sedangkan *afr* pada eksperimen meningkat pada putaran 2000 rpm hingga 5000 rpm. Dan jika dirata-rata hasilnya akan berbeda, dimana dari hasil simulasi menunjukkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* tidak mempengaruhi nilai *afr*, akan tetapi dari hasil eksperimen menunjukkan bahwa *afr* meningkat hingga 6%. Ini terjadi karena *camshaft* durasi rendah memiliki waktu yang lebih singkat untuk memasukkan campuran udara kedalam silinder, sehingga ECU akan menginjeksikan bahan bakar lebih sedikit, dan hal ini akan berujung pada nilai *afr* yang lebih kecil dari stokiometri.

Dari data unjuk kerja yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa hasil simulasi tidak sepenuhnya sejalan dengan hasil eksperimen. Hal ini dapat disebabkan oleh banyak faktor, baik dari sisi simulasi, *engine* maupun kondisi lingkungan eksperimen. Dan kesimpulan utama adalah, dengan menurunkan durasi *camshaft* akan meningkatkan *afr* secara rata-rata dari putaran rendah hingga putaran tinggi.

4. 6. 4. 8 Grafik Temperatur vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



Gambar 4.32 Grafik Temperatur Operasional vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



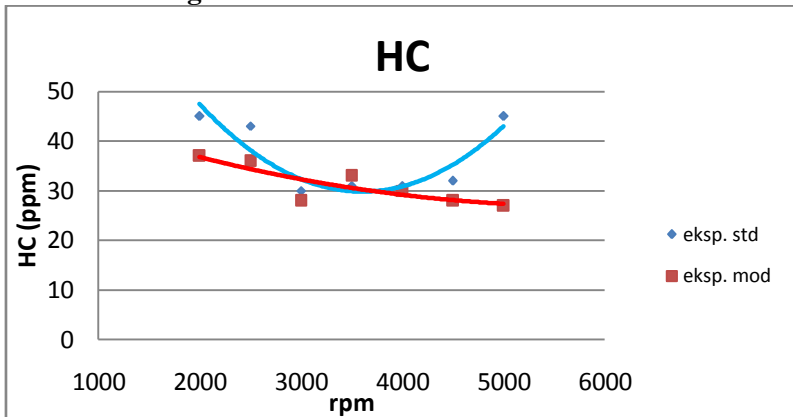
Gambar 4.33 Grafik Temperatur Exhaust vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi

Gambar 4.32 dan 4.33 menunjukkan grafik temperatur operasional dan temperatur *exhaust engine*. Semua kondisi grafik diatas memiliki *trendline* yang serupa, yaitu terjadi kenaikan temperatur seiring naiknya putaran *engine*. Meningkatnya putaran *engine* maka jumlah bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder juga semakin besar. Dari grafik juga dapat diketahui bahwa terjadi selisih nilai temperatur antara *camshaft* standar dengan *camshaft* modifikasi, dimana *camshaft* modifikasi menghasilkan nilai temperatur yang lebih tinggi pada setiap bagian *engine* baik pada blok silinder, cairan pendingin, pelumas serta gas buang.

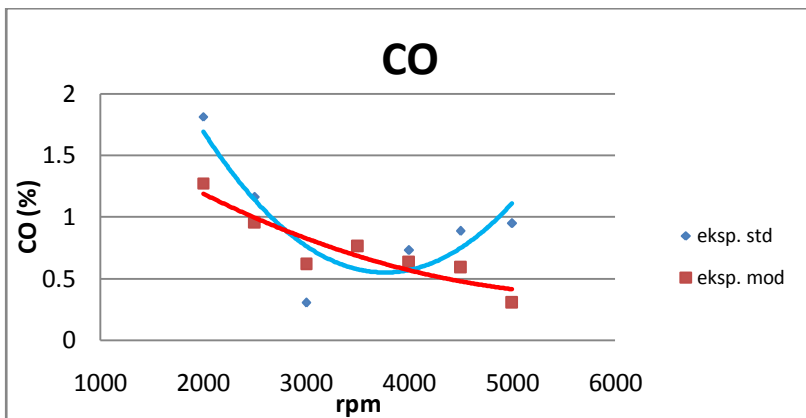
Fenomena kenaikan temperatur operasional dan gas buang disebabkan karena campuran miskin yang terjadi ketika menggunakan *camshaft* modifikasi. Campuran miskin ini terjadi karena nilai *afr* melebihi nilai stokiometri, sehingga campuran mengalami kekurangan kandungan bahan bakar. *Camshaft* modifikasi dengan durasi yang lebih kecil akan mengurangi laju aliran campuran bahan bakar dan udara masuk kedalam silinder, sehingga jumlah bahan bakar tidak memenuhi jumlah stokiometri.

Dari penjelasan diatas, maka dapat disimpulkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* dapat meningkatkan temperatur operasional dan temperatur gas buang yang dihasilkan oleh *engine*. Jika kenaikan temperatur dirata-rata maka pada blok silinder terjadi kenaikan temperatur sekitar 37%, cairan pendingin 13%, pelumas 35% dan gas buang 7%.

4. 6. 4. 9 Grafik Emisi Gas Buang vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



Gambar 4.34 Grafik HC vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi



Gambar 4.35 Grafik CO vs rpm *Camshaft* Standar dengan Modifikasi

Gambar 4.34 dan 4.35 menunjukkan grafik gas buang HC dan CO. dari grafik tersebut dapat diketahui bahwa *camshaft* standar memiliki kadar HC dan CO yang lebih tinggi dari *camshaft* modifikasi. Kondisi grafik diatas memiliki *trendline* yang serupa,

yaitu dengan *camshaft* standar dan modifikasi membentuk grafik parabolik terbuka kebawah seiring naiknya putaran *engine*. Nilai HC tertinggi pada 45 ppm/2000 rpm dengan *camshaft* standar, dan CO tertinggi pada 1.814% /2000 rpm dengan *camshaft* standar.

Pada temperatur *engine* yang semakin tinggi, proses *atomizing* menjadi lebih baik. Hal ini ditunjukkan dengan menurunnya kandungan HC pada *camshaft* modifikasi, hal ini karena *camshaft* modifikasi menghasilkan temperatur *engine* yang lebih tinggi. Emisi CO cenderung timbul pada temperatur pembakaran yang tinggi. Jumlah oksigen dalam campuran juga sangat menentukan besar CO yang dihasilkan, mengingat kurangnya oksigen dalam campuran akan mengakibatkan karbon bereaksi tidak sempurna dengan oksigen (sehingga terbentuk CO).

Dari penjelasan diatas, maka dapat disimpulkan bahwa dengan menurunkan durasi *camshaft* dapat menurunkan emisi gas buang yang dihasilkan oleh *engine*. Jika penurunan HC dan CO dirata-rata maka HC mengalami penurunan sekitar 14.78% dan CO sekitar 22%.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Beberapa kesimpulan yang bisa diambil dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Dari seluruh penelitian terhadap durasi *camshaft* dapat diketahui bahwa *camshaft* durasi rendah menghasilkan unjuk kerja yang lebih besar pada putaran rendah namun buruk pada putaran tinggi, dan sebaliknya *camshaft* durasi tinggi menghasilkan unjuk kerja yang baik pada putaran tinggi namun buruk pada putaran rendah.
2. Hasil simulasi unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc DOHC *direct injection* yang terbaik dengan menggunakan durasi *camshaft* 228°, dengan peningkatan torsi 1.32%, daya 1.3%, *b MEP* 1.32%, efisiensi thermal 0.22%, efisiensi volumetris 1.04% dan penurunan *BSFC* 0.227% dari *camshaft* standar.
3. Hasil simulasi unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port injection* yang terbaik dengan menggunakan durasi *camshaft* 228°, dengan dengan peningkatan torsi 0.92%, daya 0.94%, *b MEP* 0.98%, efisiensi thermal 0.26%, efisiensi volumetris 0.67% dan penurunan *BSFC* 0.244% dari *camshaft* standar.
4. Hasil perbandingan simulasi *engine* SINJAI 650 cc DOHC *direct injection* menghasilkan unjuk kerja lebih baik dari SOHC *port injection*, dengan peningkatan torsi 30%, daya 30%, *b MEP* 30%, efisiensi thermal 26%, efisiensi volumetris 2% dan penurunan *BSFC* 20% dari *camshaft* standar.
5. Hasil perbandingan simulasi *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port injection* menghasilkan unjuk kerja lebih baik dari hasil eksperimen, dengan selisih torsi 38%, daya 38%, *b MEP* 38%, efisiensi thermal 4%, efisiensi volumetris 33% dan *BSFC* 5% dari hasil eksperimen.

6. Hasil eksperimen unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port injection* menggunakan *camshaft* 228°, dengan penurunan torsi 4.11%, daya 6.75%, *bmep* 4.11%, peningkatan efisiensi thermal 0.68%, peningkatan efisiensi volumetris 0.68%, penurunan *bsfc* 1.2%, peningkatan afr 5.59%, penurunan CO dan HC masing-masing 22% dan 14.78% dari *camshaft* standar.

5.2 Saran

Setelah menyelesaikan penelitian ini, mungkin masih banyak kekurangan dalam proses pengambilan data. Sehingga bagi peneliti lain yang tertarik dengan penelitian tentang *camshaft* dapat menyempurnakan penelitian ini. Berikut adalah saran-saran untuk melakukan penelitian tentang *camshaft*:

1. Data *input test condition data wizard* diusahakan sesuai dengan kondisi aktual sesuai pengujian, sehingga hasil simulasi lebih akurat.
2. Melakukan penelitian dengan variasi bentuk profil, *lobe separation angle* dan *lift* yang berbeda pada *camshaft*.
3. Melakukan simulasi dan eksperimen tentang teknologi *variable valve timing* pada *camshaft*, seperti VVT-i, VTEC dan MIVEC.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sungkono Kawano, D. 2011. Motor Bakar Torak (Diesel). Surabaya: ITS Press.
- [2] Sungkono Kawano, D. 2011. Motor Bakar Torak (Bensin). Surabaya: ITS Press.
- [3] Sukidjo, FX. 2008. Pengaruh Durasi Camshaft terhadap Konsumsi Bahan Bakar, Emisi Gas Buang, Torsi dan Daya Mesin pada Mesin Bensin . *Jurnal Forum Teknik Majalah Ilmiah Teknologi*. Vol. 32 No. 3 hal 214-220.
- [4] Susilo, Arif. 2013. Pengaruh Besar LSA (Lobe Separation Angle) pada Camshaft terhadap Unjuk Kerja Mesin Sepeda Motor 4 Langkah. *Tugas Akhir*. Tidak dipublikasikan. Surabaya: Universitas Negeri Surabaya.
- [5] Machmud, Alief. 2013. Pengaruh Modifikasi Durasi Camshaft Terhadap Daya dan Torsi Pada Honda Supra X 125D. *Tugas Akhir*. Tidak dipublikasikan. Yogyakarta: Universitas Gadjah Mada.
- [6] Abdulhadi, Mohammedali & A. M. Hassan. Internal Combustion Engines. Tidak dipublikasikan
- [7] CINAR, Can & Fazil AKGUN. 2007. Effect of Intake Valve Closing Time on Engine Performance and Exhaust Emissions in a Spark Ignition Engine. *Journal Of Polytechnic*. Vol. 10 No. 4 hal 371-375.
- [8] Adi, Muhammad. 2014. Perancangan Sistem Pemasukan Bahan Bakar Secara Injeksi Langsung (*Direct Injection*) Pada Mesin SINJAI 650 cc dan Pengaruh Rasio Kompresi Terhadap Unjuk Kerja. *Tugas Akhir*. Tidak Dipublikasikan. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember

- [9] Heywood, J. B. 1988. Internal Combustion Engines Fundamentals. United States of America: McGraw-Hill, Inc.
- [10] Pulkrabek, Willard W. 2004. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. New Jersey: Prentice Hall.
- [11] Graham Bell, A. 1981. Four Stroke Performance Tuning in Theory and Practice. England: Haynes Publishing Group.
- [12] MOTOR Plus, Tim. 2009. Kumpulan Teknik Korek Mesin 4-Tak. Jakarta: PT. Penerbit Media Motorindo.
- [13] MOTOR Plus, Tim. 2009. Merancang Mesin Balap Skubek. Jakarta: PT. Penerbit Media Motorindo.

LAMPIRAN A

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN A

Data Hasil Simulasi *Engine SINJAI 650 cc DOHC Direct Injection* dengan Variasi Durasi *Camshaft*

Tabel A1. Data Hasil Simulasi *Engine SINJAI 650 cc DOHC Direct Injection* dengan Durasi *Camshaft 218°*

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	b MEP (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
2000	11.61	55.43	10.81	250.67	89.5	33.4
3000	17.84	56.79	11.08	254.23	93.1	32.93
4000	23.88	57.01	11.12	261.44	96.1	32.02
5000	27.74	52.98	10.33	270.34	92.3	30.97
rata-rata	20.26	55.55	10.83	259.17	92.75	32.33

Tabel A2. Data Hasil Simulasi *Engine SINJAI 650 cc DOHC Direct Injection* dengan Durasi *Camshaft 228°*

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	b MEP (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
2000	11.48	54.82	10.69	251.15	88.7	33.33
3000	17.68	56.27	10.98	254.38	92.3	32.91
4000	23.79	56.79	11.08	261.5	95.7	32.02
5000	28.88	55.16	10.76	268.05	95.3	31.23
rata-rata	20.45	55.76	10.87	258.77	93	32.37

**Tabel A3. Data Hasil Simulasi Engine SINJAI 650 cc DOHC
Direct Injection dengan Durasi Camshaft 238°**

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	b MEP (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
2000	11.21	53.54	10.44	252.2	87	33.2
3000	17.43	55.48	10.82	254.91	91.1	32.84
4000	23.7	56.59	11.04	261.62	95.4	32
5000	29.51	56.36	10.99	266.95	97	31.36
rata- rata	20.46	55.49	10.82	258.92	92.62	32.35

**Tabel A4. Data Hasil Simulasi Engine SINJAI 650 cc DOHC
Direct Injection dengan Durasi Camshaft 248°
(Standar)**

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	b MEP (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
2000	10.82	51.64	10.07	253.8	84.5	32.99
3000	17.38	55.31	10.79	255.2	91	32.81
4000	23.64	56.44	11.01	261.87	95.3	31.97
5000	29.85	57.01	11.12	266.46	97.9	31.42
rata- rata	20.42	55.10	10.74	259.33	92.17	32.2975

**Tabel A5. Data Hasil Simulasi *Engine* SINJAI 650 cc DOHC
Direct Injection dengan Durasi *Camshaft* 258°**

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	bmep (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
2000	10.35	49.42	9.64	255.86	81.5	32.72
3000	17.29	55.04	10.74	255.77	90.8	32.73
4000	23.54	56.19	10.96	262.37	95	31.91
5000	30.02	57.33	11.18	266.4	98.5	31.42
rata- rata	20.30	54.49	10.63	260.10	91.45	32.195

**Tabel A6. Data Hasil Simulasi *Engine* SINJAI 650 cc DOHC
Direct Injection dengan Durasi *Camshaft* 268°**

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	bmep (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
2000	9.8	46.78	9.13	258.56	77.9	32.38
3000	17.05	54.28	10.59	257.01	90	32.57
4000	23.23	55.46	10.82	263.4	94.2	31.78
5000	29.86	57.02	11.12	267.09	98.2	31.34
rata- rata	19.98	53.38	10.41	261.51	90.07	32.0175

**Tabel A7. Data Hasil Simulasi *Engine* SINJAI 650 cc DOHC
Direct Injection dengan Durasi Camshaft 278°**

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	bmep (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
2000	9.23	44.08	8.6	261.71	74.3	31.99
3000	16.74	53.28	10.39	258.34	89	32.41
4000	22.92	54.72	10.67	264.6	93.4	31.64
5000	29.32	55.99	10.92	268.59	97	31.17
rata- rata	19.55	52.01	10.14	263.31	88.42	31.8025

LAMPIRAN B

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN B

Data Hasil Simulasi *Engine* SINJAI 650 cc SOHC *Port Injection* dengan Variasi Durasi *Camshaft*

Tabel B1. Data Hasil Simulasi *Engine* SINJAI 650 cc SOHC *Port Injection* dengan Durasi *Camshaft* 218°

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	b MEP (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
2000	9.06	43.24	8.43	311.03	88.7	26.92
3000	13.63	43.37	8.46	318.76	91.2	26.27
4000	17.99	42.94	8.38	331.37	93.8	25.26
5000	20.53	39.21	7.65	345.94	89.3	24.2
rata-rata	15.30	42.19	8.23	326.77	90.75	25.6625

Tabel B2. Data Hasil Simulasi *Engine* SINJAI 650 cc SOHC *Port Injection* dengan Durasi *Camshaft* 228°

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	b MEP (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
2000	8.96	42.78	8.35	311.62	88	26.87
3000	13.51	42.99	8.39	319.09	90.5	26.24
4000	17.91	42.75	8.34	331.75	93.5	25.24
5000	21.43	40.94	7.99	342.3	92.4	24.46
rata-rata	15.45	42.36	8.26	326.19	91.10	25.7025

Tabel B3. Data Hasil Simulasi *Engine SINJAI 650 cc SOHC Port Injection* dengan Durasi *Camshaft 238°*

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	bmep (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
2000	8.73	41.66	8.13	312.75	86	26.77
3000	13.37	42.57	8.3	319.83	89.8	26.18
4000	17.84	42.6	8.31	332.19	93.3	25.2
5000	21.99	42.01	8.19	340.7	94.4	24.57
rata- rata	15.48	42.21	8.23	326.36	90.87	25.68

Tabel B4. Data Hasil Simulasi *Engine SINJAI 650 cc SOHC Port Injection* dengan Durasi *Camshaft 248°* (Standar)

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	bmep (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
2000	8.47	40.45	7.89	314.28	83.9	26.64
3000	13.29	42.3	8.25	320.76	89.5	26.1
4000	17.82	42.55	8.3	332.73	93.3	25.16
5000	22.37	42.72	8.33	339.97	95.8	24.63
rata- rata	15.48	42.00	8.19	326.93	90.62	25.6325

Tabel B5. Data Hasil Simulasi *Engine SINJAI 650 cc SOHC Port Injection* dengan Durasi *Camshaft 258°*

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	bmep (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
2000	8.15	38.93	7.6	316.82	81.3	26.43
3000	13.14	41.82	8.16	322.2	88.9	25.98
4000	17.76	42.39	8.27	333.88	93.3	25.08
5000	22.53	43.03	8.39	340.36	96.6	24.6
rata-rata	15.39	41.54	8.10	328.31	90.02	25.5225

Tabel B6. Data Hasil Simulasi *Engine SINJAI 650 cc SOHC Port Injection* dengan Durasi *Camshaft 268°*

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	bmep (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
2000	7.79	37.21	7.26	319.85	78.3	26.18
3000	12.96	41.24	8.05	324.02	88.2	25.84
4000	17.6	42.01	8.2	335.7	92.9	24.94
5000	22.4	42.78	8.35	341.67	96.4	24.5
rata-rata	15.18	40.81	7.96	330.31	88.95	25.365

**Tabel B7. Data Hasil Simulasi *Engine* SINJAI 650 cc SOHC
Port Injection dengan Durasi Camshaft 278°**

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	bmep (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)
2000	7.31	34.9	6.81	324.31	74.3	25.82
3000	12.69	40.38	7.88	326.37	87	25.66
4000	17.36	41.45	8.09	338.18	92.3	24.76
5000	21.92	41.86	8.17	344.21	94.9	24.32
rata- rata	14.82	39.64	7.73	333.26	87.12	25.14

LAMPIRAN C

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN C

Data Hasil Eksperimen *Engine* SINJAI 650 cc SOHC *Port Injection* dengan Modifikasi Durasi *Camshaft*

Tabel C1. Data Hasil Unjuk Kerja Eksperimen *Engine* SINJAI 650 cc SOHC *Port Injection* dengan Durasi *Camshaft* 248° (Standar)

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	b MEP (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)	afr
2000	28.15	5.90	5.51	376.82	22.22	62.75	12.83
2500	31.59	8.27	6.18	312.79	26.77	68.41	15.02
3000	35.37	11.11	6.92	276.62	30.27	76.38	16.93
3500	33.99	12.46	6.65	277.36	30.18	72.99	16.79
4000	31.24	13.09	6.11	289.24	28.94	70.49	16.92
4500	29.18	13.76	5.71	298.75	28.02	65.55	16.31
5000	27.47	14.39	5.37	310.28	26.98	63.64	16.20
rata-rata	31.00	11.28	6.06	305.98	27.63	68.60	15.86

**Tabel C2. Data Hasil Temperatur dan Emisi Eksperimen
Engine SINJAI 650 cc SOHC Port Injection dengan
Durasi Camshaft 248° (Standar)**

rpm	temperatur (°C)					emisi gas buang		
	head	blok	exhaust	coolant	oil	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)
2000	51	50	512	65	52	0.752	3.44	31
2500	55	51	562	69	63	0.73	3.49	31
3000	56	53	593	70	73	1.162	4.56	32
3500	57	53	603	75	73	1.814	5.9	45
4000	58	54	613	78	74	0.948	3.83	45
4500	63	57	691	78	76	0.887	4.78	43
5000	67	60	748	80	85	0.304	5.35	30
rata-rata	58.14	54.00	617.43	73.57	70.86	0.94	4.48	36.71

Tabel C3. Data Hasil Unjuk Kerja Eksperimen *Engine SINJAI 650 cc SOHC Port Injection* dengan Durasi *Camshaft 228°* (Modifikasi)

rpm	Daya (kW)	Torsi (N.m)	bmep (bar)	bsfc (gr/kW.h)	Eff. Volumetris (%)	Eff. Thermal (%)	afr
2000	30.90	6.47	6.05	323.59	25.87	67.09	14.55
2500	32.62	8.54	6.38	295.54	28.33	71.00	15.97
3000	34.34	10.79	6.72	278.57	30.05	75.83	17.20
3500	33.30	12.21	6.52	280.92	29.80	72.99	16.92
4000	30.04	12.59	5.88	291.40	28.73	68.47	16.96
4500	25.75	12.14	5.04	308.49	27.14	63.83	17.43
5000	21.46	11.24	4.20	337.86	24.78	61.97	18.54
rata- rata	29.77	10.57	5.82	302.34	27.82	68.74	16.79

**Tabel C4. Data Hasil Temperatur dan Emisi Eksperimen
Engine SINJAI 650 cc SOHC Port Injection dengan
Durasi Camshaft 228° (Modifikasi)**

rpm	temperatur (°C)					emisi gas buang		
	head	blok	exhaust	coolant	oil	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)
2000	68	73	550	72	80	0.634	3.05	28
2500	74	74	582	83	86	0.618	3.29	27
3000	77	77	628	90	94	0.956	4.22	30
3500	79	79	676	91	101	1.274	4.47	37
4000	72	72	722	82	100	0.763	3.23	33
4500	70	70	737	81	100	0.592	3.97	36
5000	72	72	749	84	104	0.307	5.12	28
rata-rata	73.14	73.86	663.43	83.29	95.00	0.73	3.91	31.29

BIOGRAFI PENULIS



Penulis dilahirkan di Tegal pada 18 Nopember 1992, merupakan anak pertama dari 3 (tiga) bersaudara dari pasangan Masrum dan Royati.

Penulis memulai pendidikan dasar di SD Taman Harapan Bekasi, melanjutkan studi menengah pertama di SMP Negeri 19 Bekasi, kemudian melanjutkan studi ke jenjang menengah kejuruan di SMK Dinamika Pembangunan 1 Jakarta dengan konsentrasi Otomotif dan menyelesaikan pendidikan SMK pada tahun 2010. Pada September 2010, penulis melanjutkan studi ke perguruan tinggi di Universitas Gadjah Mada Yogyakarta pada Fakultas Teknik, Program Studi Diploma Teknik Mesin dan lulus pada April 2013. Pada September 2013, penulis melanjutkan studi Program Sarjana di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada Fakultas Teknologi Industri, Jurusan Teknik Mesin. Penulis tertarik pada bidang studi Konversi Energi khususnya pada motor bakar, oleh karena itu penulis mendedikasikan Tugas Akhir pada bidang pengembangan pemasukan bahan bakar untuk memodifikasi motor bakar menjadi lebih efisien. Dan penulis akan selalu berusaha supaya ilmu yang telah diperoleh dapat bermanfaat bagi orang lain.

Untuk mendapatkan informasi lebih lengkap dapat menghubungi penulis di aliefalive69@gmail.com

Halaman ini sengaja dikosongkan